

PROYECTO FIN DE CARRERA:

DESARROLLO DE UNA HERRAMIENTA PARA EL CÁLCULO Y DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR TUBULAR INDUSTRIAL AGUA-ACEITE



**Escuela de
Ingeniería y Arquitectura
Universidad Zaragoza**

JESÚS ESTEBAN FUERTES

ÍNDICE

1. Introducción.....	5
2. Objetivo del proyecto.....	6
2.1. Industrial.....	6
2.2. Económico.....	6
2.3. Laboral	6
3. Fundamentos de transferencia de calor	7
3.1. Conducción.....	8
3.2. Convección.....	9
3.3. Radiación	10
4. Antecedentes	11
4.1. ¿Qué es un intercambiador?	11
4.2. Principales aplicaciones de un intercambiador de calor.....	12
4.2.1. Precalentador	12
4.2.2. Radiador	14
4.2.3. Aire acondicionado, evaporador y condensador	14
4.2.4. Condensadores de vapor.....	15
4.3. Clasificación de los intercambiadores de calor	17
4.3.1. De acuerdo al proceso de transferencia.....	17
4.3.1.1. <i>De contacto directo</i>	17
4.3.1.2. <i>De contacto indirecto</i>	17
4.3.2. De acuerdo a los mecanismos de transferencia de calor	17
4.3.3. De acuerdo al número de fluidos involucrados.....	18
4.3.4. De acuerdo a la disposición de los fluidos	18
4.3.4.1. <i>Intercambiadores de calor de paso único</i>	18
4.3.4.2. <i>Intercambiadores de calor de pasos múltiples</i>	19
4.3.5. De acuerdo al tipo de construcción	19

4.3.5.1.	<i>Intercambiadores de doble tubo.....</i>	19
4.3.5.2.	<i>Intercambiadores de Tubo y Carcasa ó de Tubo y Coraza</i>	21
4.3.5.3.	<i>Intercambiadores enfriados por aire y radiadores</i>	22
4.3.5.4.	<i>Intercambiadores de placas.....</i>	24
4.3.5.5.	<i>Intercambiadores en espiral.....</i>	26
4.3.5.6.	<i>Otros tipos de intercambiadores</i>	26
5.	Intercambiadores de carcasa y tubos	30
5.1.	Normativa	30
5.2.	Clasificación de los intercambiadores de tubos según norma TEMA.	33
5.3.	Partes de un intercambiador de carcasa y tubos	35
5.3.1.	Tubos y banco de tubos.....	35
5.3.2.	Placa tubular.....	38
5.3.3.	Deflectores	39
5.3.4.	Carcasa	41
5.3.5.	Canales del lado de los tubos y boquillas	41
5.3.6.	Cubiertas de canal	41
5.3.7.	Bridas	42
5.3.8.	Conexiones.....	42
6.	Calculo de intercambiadores	44
6.1.	Planteamiento del problema	44
6.2.	Parámetros de diseño.....	45
6.3.	Métodos de cálculo generales	47
6.3.1.	Selección de un conjunto de parámetros de diseño	47
6.3.2.	Cálculo térmico (transferencia de calor).....	49
6.3.3.	Ensuciamiento y consecuencias en el diseño:	51
6.3.4.	Caída de presión	53
6.4.	Métodos de cálculo para el coeficiente de transferencia en la carcasa.....	55
6.4.1.	El método Donohue (1949)	55

6.4.2. Método Tinker.....	56
6.4.3. El método Kern (1950).....	57
6.4.4. Método de Bell-Delaware.....	58
6.5. Determinación del flujo de los fluidos.....	60
6.6. Rendimiento de intercambiadores de calor.....	62
6.7. Descripción del cálculo.....	62
6.7.1. Introducción de datos.....	62
6.7.2. Salida de datos.....	65
6.7.3. Proceso detallado de las operaciones realizadas.....	66
6.7.4. Nomenclatura.....	82
6.8. Validación de la herramienta.....	85
7. Conclusiones.....	86
8. Bibliografía.....	87

1. INTRODUCCIÓN

La temperatura de un cuerpo que está más caliente que su entorno tiende a decrecer con el tiempo, lo que equivale a decir que el cuerpo está desprendiendo energía. Esta pérdida de energía por parte del cuerpo se puede producir mediante los mecanismos de conducción y de convección, en los que la magnitud del intercambio energético es proporcional a la diferencia de temperatura entre el cuerpo y el entorno.

La transferencia de calor es de gran importancia en los procesos industriales. A veces, tratamos de acelerar la transferencia de calor, en otros casos, tratamos de reducirla al mínimo. Las leyes fundamentales de la transferencia de calor son igualmente aplicables en ambos casos.

El calor puede ser transferido por conducción, convección y radiación. La conducción del calor involucra la transferencia de energía de una molécula a otra. La convección del calor, es la transferencia que ocurre cuando el fluido se mueve sobre una superficie recibiendo o entregando calor. La radiación es un fenómeno que involucra la energía térmica irradiada por un cuerpo.

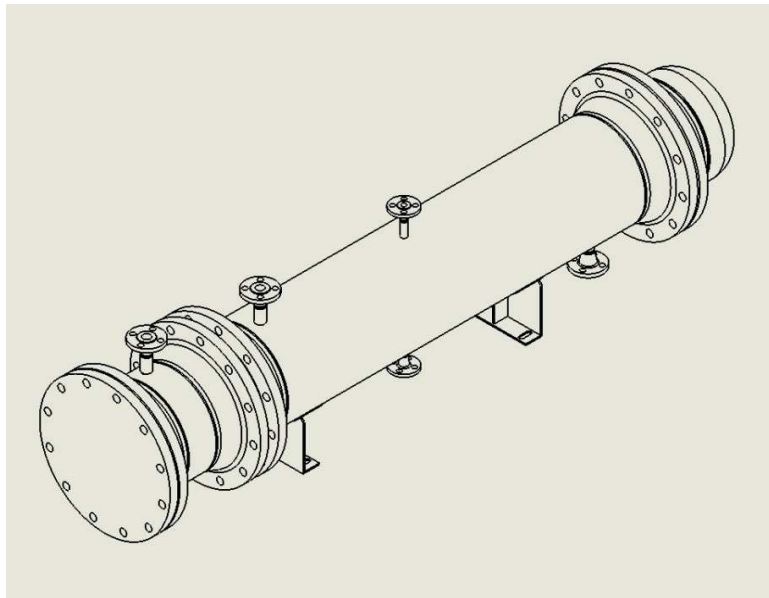


Figura.01

2.OBJETIVO DEL PROYECTO

El objetivo de este proyecto es el desarrollo de un programa de cálculo de dimensionado de **intercambiadores de calor de coraza y tubos**, así como su diseño con el fin de integrarlos en el proceso de fabricación de la empresa Nortek, que se dedica a la fabricación de sistemas de engrase y lubricación.

2.1. INDUSTRIAL

El objetivo industrial de este proyecto es la incorporación de la fabricación de intercambiadores de calor tubulares dentro del sistema de fabricación de la empresa con el fin de incluir nuevos productos dentro de su oferta al mercado.

2.2. ECONÓMICO

El objetivo de todo proyecto es obtener un beneficio económico de él. En este caso, el objetivo del proyecto es la fabricación propia de intercambiadores para reducir sus costes respecto a otros tipos que podemos encontrar en el mercado.

2.3. LABORAL

Ya como un objetivo más particular dentro de la empresa, la incorporación de la fabricación de estos productos permitirá la creación de nuevos puestos de trabajo, así como el aumento de trabajo para otros puestos.

3.FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor clásica ocurre solamente a través de los procesos de conducción, convección, radiación o cualquier combinación de ellos. La transferencia de calor asociada al cambio de fase de una sustancia (como, por ejemplo, la asociada al proceso de ebullición del agua líquida) a veces se considera como un tipo de convección.

La transferencia de calor es de particular interés para los ingenieros, quienes intentan comprender y controlar el flujo de calor a través de los aislamientos térmicos, intercambiadores de calor, y otros dispositivos.

A continuación vamos a definir alguno de los términos imprescindibles para hablar de transferencia de calor:

- Calor: transferencia de energía térmica (es decir, de energía y entropía). Ocurre siempre desde un material caliente a uno más frío. La transferencia de calor puede cambiar la energía interna de los materiales.
- Energía interna: la energía que poseen todas las moléculas y electrones de los que están compuestos los materiales por el hecho de estar vibrando continuamente (excepto en el caso de que estos se encontrasen en el cero absoluto y, entonces, estarían totalmente inmóviles).
- Conducción: transferencia de calor por difusión o vibración de los electrones.
- Convección: transferencia de calor por conducción en un medio en movimiento, como un fluido.
- Radiación: transferencia de calor por radiación electromagnética o, equivalentemente, por fotones.

3.1. CONDUCCIÓN

La conducción es la transferencia de calor desde una región de alta temperatura a una región de temperatura más baja a través de comunicación molecular directa en el interior de un medio o entre medios en contacto físico directo sin flujo del medio material. La transferencia de energía puede ser, en primera instancia, por impacto elástico como en un fluido; por difusión libre de electrones como predomina en los materiales, o por vibraciones de electrones como predomina en los aisladores. En otras palabras, el calor es transferido por conducción cuando átomos adyacentes vibran unos contra otros, o cuando los electrones se mueven de un átomo a otro.

La conducción es mayor en sólidos, cuando los átomos están en contacto constante. En líquidos (excepto cuando son líquidos metálicos) y gases, las moléculas están aleatoriamente separadas, dándole una menor oportunidad a estas el chocar y el transferir la energía térmica.

Los metales (por ejemplo el cobre) son usualmente los mejores conductores de energía térmica, esto es debido a la manera en la que están enlazados químicamente. Los enlaces metálicos (a diferencia del enlace covalente o del enlace iónico) tienen electrones en movimiento libre y forman una estructura cristalina, ayudando, en gran medida, a la transferencia de energía térmica.

Los fluidos (líquidos y gases) no son típicamente buenos conductores, debido a la gran distancia entre átomos. En los gases como hay menores colisiones de átomos hay menos conducción. A medida que la densidad disminuye también disminuye la conducción. La conductividad de los gases aumenta con la temperatura pero solo levemente a presiones cercanas o por encima de la atmosférica.

Para cuantificar la facilidad con la cual un medio en particular conduce el calor, los ingenieros emplean la conductividad térmica, conocida también como constante de conductividad o coeficiente de conducción, k .

Se define k como "la cantidad de calor, Q , transferida en un tiempo t , a través de una longitud L , en una dirección perpendicular a una superficie de área A , debido a una diferencia de temperatura ΔT [...]." La conductividad térmica es una propiedad

de los materiales que es primordialmente dependiente de la fase del medio, la temperatura, la densidad y la interacción molecular.

Un tubo de calor es un dispositivo pasivo que se construye de manera que actúe como si tuviera conductividad térmica extremadamente alta.

3.2. CONVECCIÓN

La convección es la combinación de conducción y transferencia de energía térmica a través de fluidos en movimiento o el movimiento de grupos de partículas calientes hacia áreas más frías en un medio material. A diferencia de la conducción pura, el fluido en movimiento está adicionalmente envuelto en la convección. Este movimiento ocurre en fluidos o en el interior de ellos, pero no en sólidos. porque en estos, las partículas mantienen su posición relativa hasta tal punto que no se permite el movimiento o el flujo en masa de las mismas, y por lo tanto la conexión no puede ocurrir.

La convección sucede en dos formas: convección natural y convección forzada.

- En la convección natural, el fluido circula alrededor de una fuente de calor, se vuelve menos denso y se eleva. Entonces en los alrededores, el fluido más frío se mueve para remplazarlo. Este fluido frío se calienta y el proceso continúa, formando la convección. La fuerza impulsora de la convección natural es la flotabilidad, como resultado de las diferencias en la densidad del fluido cuando la gravedad o cualquier otro tipo de aceleración está presente en el sistema.
- La convección forzada, en contraste, ocurre cuando bombas, ventiladores u otros mecanismos son usados para impulsar el fluido y crear una convección artificialmente inducida.

En algunos sistemas de transferencia de calor, tanto la convección forzada como la natural contribuyen significativamente al índice de transferencia de calor.

3.3. RADIACIÓN

La radiación es la transferencia de calor a través de la radiación electromagnética. Fríos o calientes, todos los objetos emiten radiación a un índice igual a su emisividad multiplicada por la radiación que emitiría si fuera un cuerpo negro. Para que la radiación ocurra no se necesita ningún medio; la radiación incluso ocurre en vacío perfecto. La radiación del Sol viaja a través del vacío del espacio antes de calentar la tierra. Además, la única forma que la energía deje la tierra es que sea emitida a través de radiación hacia el espacio.

Tanto la reflectividad como la emisividad de los cuerpos depende de la longitud de onda. La temperatura determina la longitud de onda y la distribución de la radiación electromagnética está limitada de acuerdo con la ley de Planck sobre la radiación de un cuerpo negro. Para cualquier cuerpo, la reflectividad depende de la distribución de longitud de onda para la radiación electromagnética entrante, y por ello de la temperatura de la fuente de radiación. Por otro lado, la emisividad depende de la longitud de onda y por lo tanto, de la temperatura del cuerpo mismo.

Los gases absorben y emiten energía en diferentes longitudes de onda formando patrones característicos para cada gas.

La luz visible es simplemente otra forma de radiación electromagnética con una longitud de onda corta (y una alta frecuencia) que emite radiación. La diferencia entre la luz visible y la radiación de objetos a temperaturas convencionales es pequeña, se podría decir por lo tanto que hay diferentes "colores" de radiación electromagnética.

4. ANTECEDENTES

4.1. ¿QUÉ ES UN INTERCAMBIADOR?

Un intercambiador de calor es un equipo cuya función es calentar o enfriar un fluido mediante transferencia de calor entre dos o más conductos donde los fluidos involucrados están a temperaturas diferentes, es decir, se utilizan para obtener un fluido a una temperatura deseada.

Si lo que queremos es calentar un fluido, tendremos que relacionarlo con un fluido a mayor temperatura, mientras que si lo que queremos es enfriarlo, el otro fluido tendrá que estar a menor temperatura.

Este último caso es el más común en la industria y es el que vamos a tratar en este proyecto.

Es necesario precisar que el calor se transfiere en una sola dirección: del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura.

En los intercambiadores de calor los fluidos utilizados no están en contacto entre ellos; el calor es transferido del fluido con mayor temperatura hacia el de menor temperatura al encontrarse ambos en contacto térmico con las paredes, normalmente metálicas, que los separan.

Como en cualquier equipamiento térmico son importantes tanto las características de eficiencia térmica como las referentes a la economía del sistema, y habrá que conjugar ambas adecuadamente.

El papel de los intercambiadores de calor ha adquirido una gran importancia ante la necesidad de ahorrar energía y de disponer de equipos óptimos, no sólo en función de su análisis térmico y del rendimiento económico de la instalación, sino también, en función de otros factores como el aprovechamiento energético del sistema y la disponibilidad y cantidad de energía y de materias primas necesarias para cumplir una determinada función.

4.2. PRINCIPALES APLICACIONES DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

Los intercambiadores de calor se encuentran en muchos sistemas químicos o mecánicos. Estos sirven, como su nombre indica, para ganar calor o emitir calor en determinados procesos.

Algunas de las aplicaciones más comunes se encuentran en calentamiento, ventilación, sistemas de acondicionamiento de espacios, radiadores en máquinas de combustión interna, calderas, condensadores, y precalentadores o enfriamiento de fluidos.

4.2.1. Precalentador

En sistemas de vapor de gran escala, o en sistemas donde se requieren grandes temperaturas, el fluido de entrada es comúnmente precalentado en etapas, en lugar de tratar de calentar dicho fluido en una sola etapa desde el ambiente hasta la temperatura final.

El precalentamiento en etapas, incrementa la eficiencia de la planta y minimiza el choque térmico de los componentes, como es el caso de inyectar fluido a temperatura ambiente en una caldera u otro dispositivo operando a alta temperatura.

En el caso de sistemas de generación de vapor, una porción del vapor generado es sustraído y utilizado como fuente de calor para recalentar el agua de alimentación en etapas.

Al entrar el vapor al intercambiador de calor y fluir alrededor de los tubos, éste transfiere su energía térmica y se condensa. El vapor entra por la parte superior de la carcasa del intercambiador de calor, donde transfiere no solamente el calor sensible (cambio de temperatura) sino también transfiere su calor latente de la vaporización (condensación del vapor en agua). El vapor condensado entonces sale como líquido en el fondo del intercambiador de calor. El agua de alimentación entra al intercambiador de calor en el extremo inferior derecho y fluye por los tubos. Obsérvese que la mayoría de estos tubos estarán debajo del nivel de fluido en el lado de la carcasa. Esto significa que el agua de alimentación está expuesta al

vapor condensado primero y en seguida viaja a través de los tubos y por detrás alrededor del extremo superior derecho del intercambiador de calor. Después de realizar el cambio de sentido, el agua de alimentación parcialmente calentada está sujeta a la entrada de vapor más caliente que entra a la carcasa. El agua de alimentación es calentada a mayor temperatura por el vapor caliente y después sale del intercambiador de calor.

En este tipo de intercambiador de calor, el nivel de fluido del lado de la carcasa es muy importante en la determinación de la eficacia del intercambiador, pues el nivel de fluido del lado de la carcasa determina el número de tubos expuestos al vapor caliente.

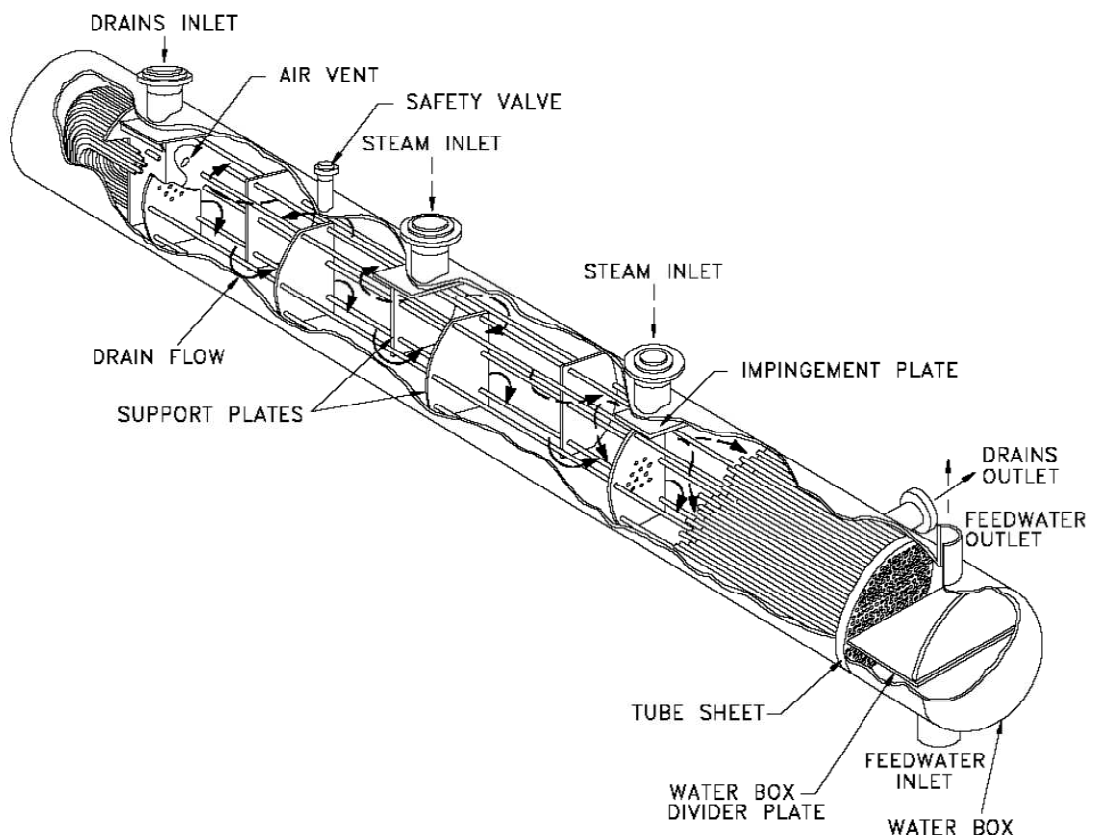


Figura.02

4.2.2. Radiador

Comúnmente, los intercambiadores de calor están pensados como dispositivos líquido/líquido solamente. Hay que tener en cuenta que un intercambiador de calor es cualquier dispositivo que transfiere calor a partir de un fluido a otro fluido. Por ello, algunas plantas dependen de intercambiadores de calor aire/líquido.

El ejemplo más familiar de un intercambiador de calor aire/ líquido es un radiador de automóvil. El líquido refrigerante fluye por el motor y toma el calor expelido hasta llevarlo al radiador. Este líquido refrigerante fluye entonces por tubos que utilizan aire fresco del ambiente para reducir la temperatura del líquido refrigerante. Como el aire es un mal conductor del calor, el área de contacto térmico entre el metal del radiador y el aire se debe maximizar. Esto se hace usando aletas en el exterior de los tubos las cuales mejoran la eficacia de un intercambiador de calor y se encuentran comúnmente en la mayoría de los intercambiadores de calor del aire/líquido y en algunos intercambiadores de calor líquido/líquido de alta eficacia.

4.2.3. Aire acondicionado, evaporador y condensador

Todos los sistemas de aire acondicionado contienen por lo menos dos intercambiadores de calor, generalmente llamados evaporador y condensador.

En ellos el refrigerante fluye en el intercambiador de calor y transfiere el calor, ya sea ganándolo o expeliéndolo al medio. En el caso del condensador, el gas refrigerante caliente de alta presión se debe condensar a un líquido subenfriado. El condensador logra esto enfriando el gas, al transferir su calor al aire o al agua hasta que se convierte en líquido. En el evaporador, el refrigerante subenfriado fluye en el intercambiador de calor.

Por otro lado, el flujo del calor se invierte, y con el refrigerante relativamente frío, se absorbe el calor del aire más caliente que fluye por el exterior de los tubos. Esto enfría el aire y hace hervir al refrigerante.

4.2.4. Condensadores de vapor

El condensador del vapor, mostrado en la figura.03 es un componente importante en instalaciones de generación de potencia.

Se trata de un recinto cerrado en el cual el vapor sale de la turbina y se fuerza para ceder su calor latente de la vaporización.

Es considerado un componente necesario del ciclo del vapor por dos razones:

- Convertir el vapor usado en agua para devolverla al generador o a la caldera de vapor como agua de alimentación.

Como consecuencia de la conversión, disminuye el coste operacional de la planta permitiendo así reutilizar el agua de alimentación, y resultando más fácil bombear un líquido que el vapor.

- Aumentar la eficiencia del ciclo permitiendo que éste funcione con los gradientes más grandes posibles de temperatura y presión entre la fuente de calor (caldera) y el sumidero de calor (condensador).

Condensando el vapor del extractor de la turbina, la presión del extractor es reducida por debajo de la presión atmosférica, incrementando así la caída de presión del vapor entre la entrada y la salida de la turbina.

Dicha reducción genera más calor por unidad de masa de vapor entregado a la turbina y por lo tanto genera potencia mecánica.

Debido a la condensación, se usa el calor latente de condensación en lugar del calor latente de vaporización. El calor latente del vapor de la condensación pasa al agua, que atraviesa los tubos del condensador. Después de que el vapor condensa, el líquido saturado continúa transfiriendo calor al agua. Ésta se enfría al ir bajando hasta el fondo del condensador. Algunos grados de subenfriado previenen la cavitación de la bomba.

En el mercado, existen diversos diseños de condensadores. El más común, por lo menos en las instalaciones de generación de potencia, es el condensador de paso transversal simple que se muestra en la figura.03

Este tipo proporciona agua fría que pasa a través de los tubos rectos de una cavidad llena de agua en un extremo hacia otra cavidad llena de agua en el otro extremo. Debido a que el agua fluye una sola vez a través del condensador se le

denomina de un solo paso. La separación entre las áreas de las cavidades con agua y el área donde se condensa el vapor, se realiza mediante una tapa en la cual se colocan los tubos.

Los condensadores tienen normalmente una serie de baffles que vuelven a dirigir el vapor para reducir al mínimo el choque directo en los tubos con el agua de enfriamiento.

Si se acumulan gases sin condensar en el condensador, el vacío disminuirá, mientras que la temperatura de la saturación se incrementará.

Los gases no condensables también cubren los tubos del condensador, reduciendo así el área superficial para la transferencia térmica del condensador. Esta área superficial también puede ser reducida si el nivel condensado aumenta sobre los tubos inferiores del condensador.

Una reducción en la superficie del intercambio térmico tiene el mismo efecto que una reducción en el flujo del agua de enfriamiento.

Si el condensador está funcionando muy cerca de su capacidad de diseño, una reducción en el área superficial efectiva incrementará la dificultad de mantener el vacío del condensador.

La temperatura y el caudal del agua de enfriamiento que pasa por el condensador controla la temperatura del condensado. Esto alternadamente controla la presión de la saturación (vacío) del condensador.

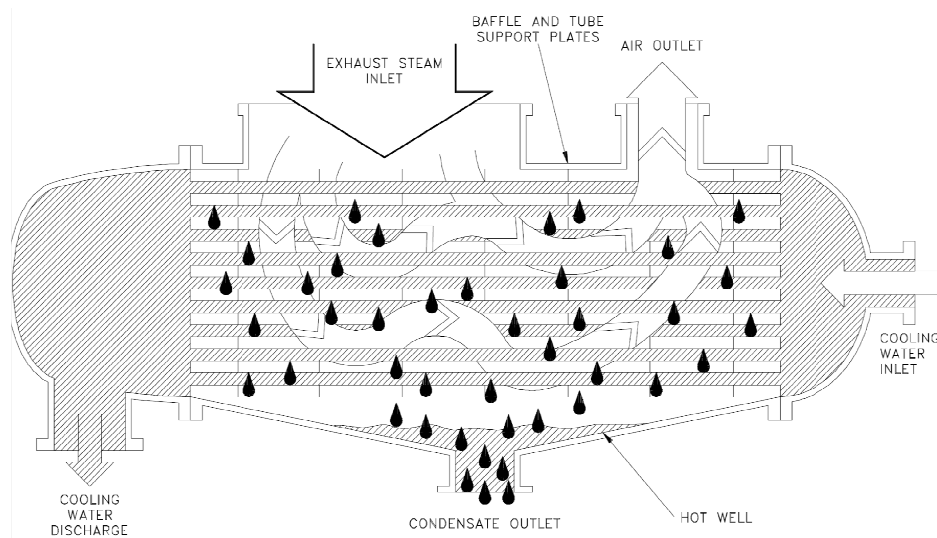


Figura.03 Condensador de paso simple o de un solo paso.

4.3. CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

4.3.1. De acuerdo al proceso de transferencia

4.3.1.1. *De contacto directo*

En este tipo de intercambiador, el calor es transferido por contacto directo entre dos corrientes en distintas fases (generalmente un gas y un líquido de muy baja presión de vapor) fácilmente separables después del proceso de transferencia de energía; como ejemplo se tienen las torres de enfriamiento de agua con flujo de aire. El flujo de aire puede ser forzado o natural.

4.3.1.2. *De contacto indirecto*

En este tipo de intercambiadores, las corrientes permanecen separadas y la transferencia de calor se realiza a través de una pared divisora, o desde el interior hacia el exterior de la pared de una forma no continua. Cuando el flujo de calor es intermitente, es decir, cuando el calor se almacena primero en la superficie del equipo y luego se transmite al fluido frío, se denominan intercambiadores tipo transferencia indirecta, o tipo almacenador o sencillamente regenerador. La intermitencia en el flujo de calor es posible debido a que el paso de las corrientes tanto caliente como fría es alternado; como ejemplo pueden mencionarse algunos precalentadores de aire para hornos. Aquellos equipos en los que existe un flujo continuo de calor desde la corriente caliente hasta la fría a través de una delgada pared divisora son llamados intercambiadores tipo transferencia directa o simplemente recuperadores, éstos son los más usados a nivel industrial

4.3.2. De acuerdo a los mecanismos de transferencia de calor

Los mecanismos básicos de transferencia de calor entre un fluido y una superficie son:

- Convección en una sola fase, forzada o libre.
- Convección con cambio de fase, forzada o libre: condensación ó ebullición.

- Una combinación de convección y radiación.

Cualquiera de estos mecanismos o una combinación de ellos pueden estar activos a cada lado de la pared del equipo. Por ejemplo, convección en una sola fase se encuentra en radiadores de automóviles, enfriadores, refrigeradores, etc. Convección monofásica de un lado y bifásica del otro se puede encontrar en evaporadores, generadores de vapor, condensadores, etc. Por su parte la convección acompañada de radiación térmica juega un papel importante en intercambiadores de metales líquidos, hornos, etc.

4.3.3. De acuerdo al número de fluidos involucrados

La mayoría de los procesos de disipación o recuperación de energía térmica envuelve la transferencia de calor entre dos fluidos, de aquí que los intercambiadores de dos fluidos sean los más comunes, sin embargo, se encuentran equipos que operan con tres fluidos. Por ejemplo, en procesos criogénicos y en algunos procesos químicos: separación aire-helio, síntesis de amoníaco, etc.

4.3.4. De acuerdo a la disposición de los fluidos

4.3.4.1. *Intercambiadores de calor de paso único*

Se distinguen tres tipos básicos:

- Flujo en paralelo o corriente: En este tipo ambos fluidos entran al equipo por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el otro extremo. Las variaciones de temperatura son idealizadas como unidimensionales. Termodinámicamente es una de las disposiciones más pobres, sin embargo, se emplea en los siguientes casos: cuando los materiales son muy sensibles a la temperatura ya que produce una temperatura más uniforme; cuando se desea mantener la misma efectividad del intercambiador sobre un amplio intervalo de flujo y en procesos de ebullición, ya que favorece el inicio de la nucleación.

- Flujo en contracorriente o contraflujo: En este tipo los fluidos fluyen en direcciones opuestas el uno del otro. Las variaciones de temperatura son idealizadas como unidimensionales. Esta es la disposición de flujo termodinámicamente superior a cualquier otra.
- Flujo cruzado: En este tipo de intercambiador, los flujos son normales uno al otro. Las variaciones de temperatura son idealizadas como bidimensionales. Termodinámicamente la efectividad de estos equipos es intermedia a las dos anteriores.

4.3.4.2. *Intercambiadores de calor de pasos múltiples*

Una de las ventajas de los pasos múltiples es que mejoran el rendimiento total del intercambiador, con relación al paso único. Pueden encontrarse diferentes clasificaciones de acuerdo a la construcción del equipo: Paralelo-cruzado, contracorriente-paralelo, contracorriente-cruzado y combinaciones de éstos.

4.3.5. De acuerdo al tipo de construcción

De los diversos tipos de intercambiadores de calor, en esta parte solo se van a describir algunos de los más importantes y más usados a nivel industrial

4.3.5.1. *Intercambiadores de doble tubo*

Este es uno de los diseños más simples y consiste básicamente de dos tubos concéntricos, en donde una corriente circula por dentro del tubo interior mientras que la otra circula por el ánulo formado entre los tubos. Este es un tipo de intercambiador cuya construcción es fácil y económica, lo que lo hace muy útil.

La tubería interior se soporta mediante estoperos, y el fluido entra a ella a través de una conexión localizada en la parte externa del intercambiador. Las "T" tienen conexiones que permiten la entrada y salida del fluido que circula por el ánulo y el cruce de una sección a la otra a través de un cabezal de retorno. La tubería interior

se conecta mediante una conexión en “U” que generalmente se encuentra expuesta al ambiente y que no proporciona superficie efectiva de transferencia de calor.

Estos equipos son sumamente útiles, ya que se pueden fabricar en cualquier taller de plomería a partir de partes estándar figura.02 obteniendo así superficies de transferencia de calor a un costo muy bajo. Generalmente se ensamblan en longitudes efectivas de 12, 15 o 20 pies, en donde longitud efectiva se define como la distancia en cada rama sobre la que ocurre transferencia de calor, excluyendo la conexión en “U” del tubo interno y sus prolongaciones. Cuando estos equipos se emplean en longitudes mayores de 20 pies, el tubo interior tiende a pandear, lo que se origina una mala distribución de flujo en el ánulo.

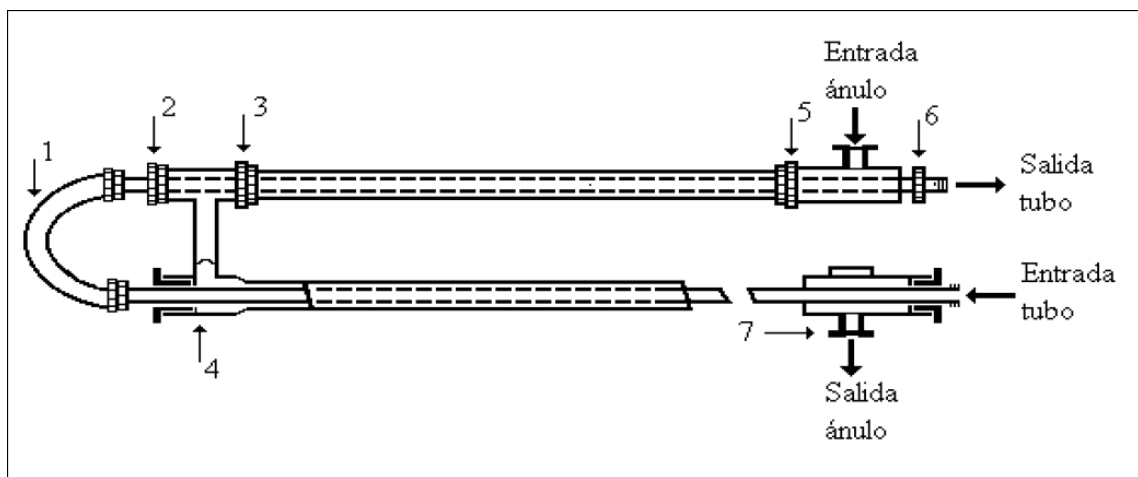


Figura.04. Intercambiador de calor de doble tubo.

La principal desventaja del uso de este tipo de intercambiador radica en la pequeña superficie de transferencia de calor que proporciona, por lo que si se emplean en procesos industriales, generalmente se va a requerir de un gran número de éstos conectados en serie, lo que necesariamente involucra una gran cantidad de espacio físico en la planta.

Por otra parte, el tiempo y gastos requeridos para desmantelarlos y hacerles mantenimiento y limpieza periódica son prohibitivos comparados con otro tipo de equipos. No obstante estos intercambiadores encuentran su mayor utilidad cuando la superficie total de transferencia requerida es pequeña. Como las dimensiones de los componentes de estos equipos tienden a ser pequeñas, estas unidades son diseñadas para operar con altas presiones; además, los intercambiadores de doble

tubo tienen la ventaja de la estandarización de sus componentes y de una construcción modular

4.3.5.2. *Intercambiadores de Tubo y Carcasa ó de Tubo y Coraza*

De los diversos tipos de intercambiadores de calor, éste es el más utilizado en las refinerías y plantas químicas en general debido a que:

- Proporciona flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen.
- Es relativamente fácil de construir en una gran variedad de tamaños.
- Es bastante fácil de limpiar y de reparar.
- Es versátil y puede ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación.

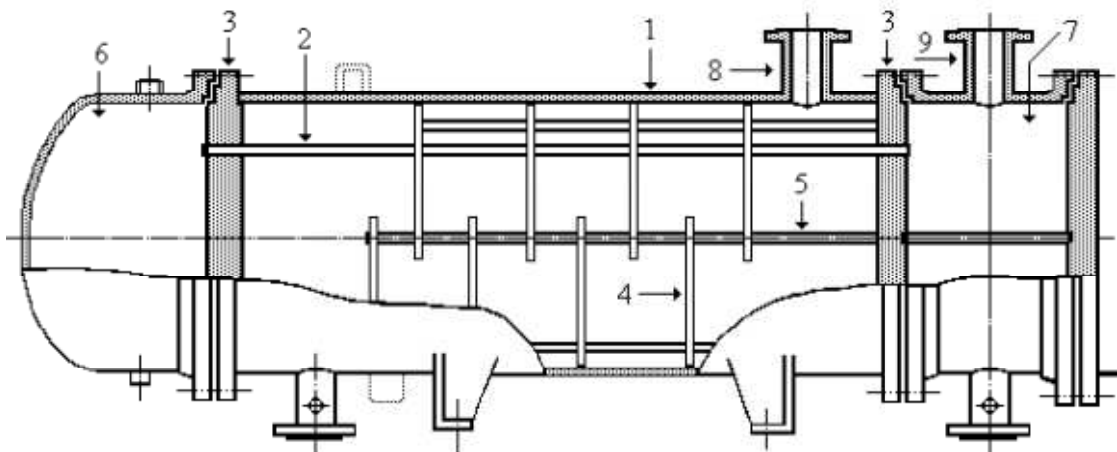


Figura.05 Intercambiador de tubo y carcasa.

Este tipo de equipo Figura.02 consiste en una carcasa cilíndrica que contiene un arreglo de tubos paralelo al eje longitudinal de la carcasa. Los tubos pueden o no tener aletas y están sujetos en cada extremo por láminas perforadas. Estos atraviesan a su vez una serie de láminas denominadas deflectores que al ser distribuidas a lo largo de toda la carcasa, sirven para soportar los tubos y dirigir el flujo que circula por la misma, de tal forma que la dirección del fluido sea siempre perpendicular a los tubos. El fluido que va por dentro de los tubos es dirigido por unos ductos especiales conocidos como cabezales o canales.

Hay dos tipos básicos de intercambiadores de tubo y carcasa: El de tipo fijo o de tubos estacionario, que tiene los dos extremos de los tubos fijos a la carcasa, y el que tiene un sólo extremo de los tubos sujeto a la coraza. En el primer caso, se requiere de una junta de dilatación debido a la expansión diferencial que sufren los materiales que conforman el equipo. En el segundo caso los problemas originados por la expansión diferencial se pueden eliminar empleando un cabezal de tubos flotantes que se mueve libremente dentro de la coraza o empleando tubos en forma de U en el extremo que no está sujeto.

4.3.5.3. Intercambiadores enfriados por aire y radiadores

Son equipos de transferencia de calor tubulares en los que el aire ambiente al pasar por fuera de un haz de tubos, actúa como medio refrigerante para condensar y/o enfriar el fluido que va por dentro de los mismos. Comúnmente se le conoce como intercambiadores de flujo cruzado debido a que el aire se hace soplar perpendicularmente al eje de los tubos.

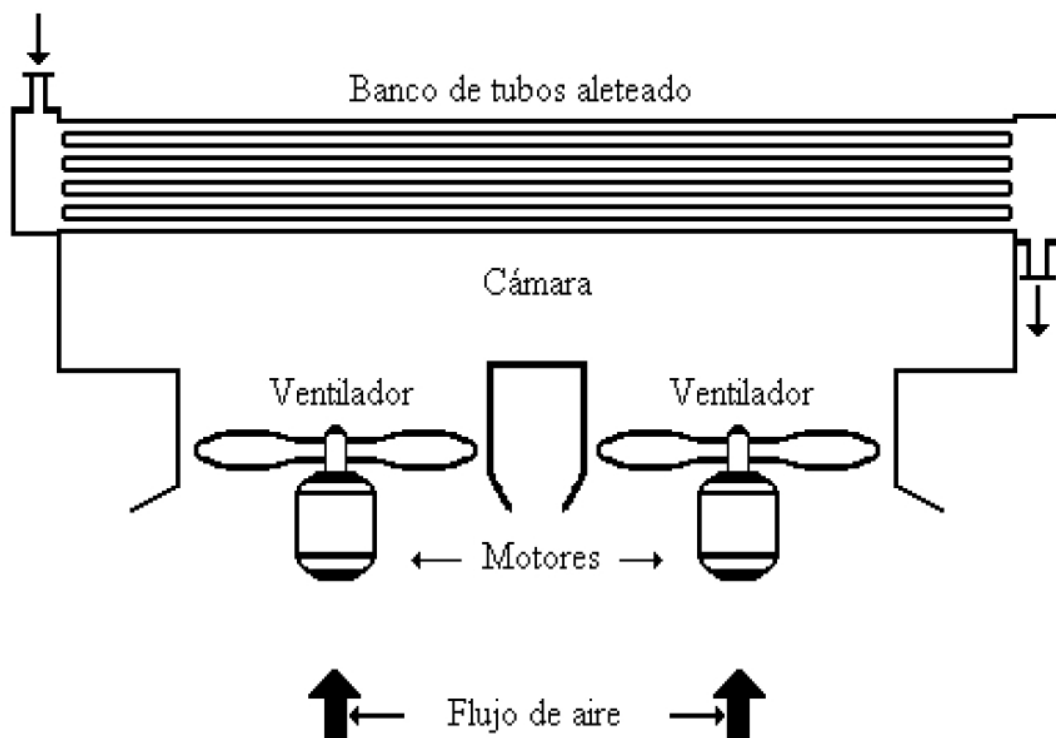


Figura.06. Intercambiador de Flujo Cruzado

Consisten en un arreglo rectangular de tubos, usualmente de pocas filas de profundidad, donde el fluido caliente es condensado y/o enfriado en cada tubo al soplar o succionar aire a través del haz mediante grandes ventiladores. Debido a que el coeficiente de transferencia de calor del aire es bajo, es usual que los tubos posean aletas para aumentar la superficie de transferencia de calor del lado del aire. Las filas de tubos generalmente se encuentran colocadas en arreglo escalonado con el fin de incrementar los coeficientes de transferencia del aire. Una pequeña versión de estos intercambiadores son los radiadores usados en los sistemas de enfriamiento de los vehículos y en las unidades de aire acondicionado. Los enfriadores de aire ocupan un área relativamente grande por lo que generalmente se ubican encima de equipos de proceso (tambores, intercambiadores, etc.). Como los ventiladores son generalmente muy ruidosos, no pueden instalarse cerca de áreas residenciales. Al diseñar estos equipos se debe tomar en cuenta el efecto de las pérdidas de calor de los equipos circundantes sobre la temperatura del aire de entrada, así como, tener mucho cuidado para que cumplan con los requerimientos de servicio aún en días calurosos y/o que el fluido no se congele dentro de los tubos en invierno.

El aire en vez del agua, podría parecer una elección obvia a la hora de seleccionar un refrigerante, ya que se encuentra en el ambiente en cantidades ilimitadas. Desafortunadamente, el aire es un medio de transferencia de calor pobre en comparación con el agua, la que posee una conductividad térmica cerca de 23 veces mayor que el aire a 35 °C; el calor específico del agua es cuatro veces más grande y su densidad, comparada con la del aire a presión y temperatura atmosférica es unas 800 veces mayor. En consecuencia, para una determinada cantidad de calor a transferir, se requiere de una mayor cantidad de aire, aproximadamente 4 veces más en masa y 3200 en volumen. Como conclusión, a menos que el agua sea inasequible, la elección entre agua y aire como refrigerante depende de muchos factores y se debe evaluar cuidadosamente antes de tomar una decisión. Por lo general, este tipo de intercambiadores se emplea en aquellos lugares donde se requiera de una torre de enfriamiento para el agua o se tenga que ampliar el sistema de agua de enfriamiento, donde sean muy estrictas las restricciones ambientales en cuanto a los afluentes de agua ó donde el medio refrigerante resulte muy corrosivo o provoque taponamientos excesivos.

4.3.5.4. Intercambiadores de placas

A pesar de ser poco conocido, el intercambiador de placas, llamado también PHE (Plate Heat Exchanger), tiene patentes de finales del siglo XIX, específicamente hacia 1870, pero no fue sino hasta los años 30 cuando comenzó a ser ampliamente usado en la industria láctea por razones sanitarias. En este tipo de intercambiadores las dos corrientes de fluidos están separadas por placas, que no son más que láminas delgadas, rectangulares, en las que se observa un diseño corrugado, formado por un proceso de prensado de precisión figura.07

A un lado de cada placa, se localiza una empacadura que bordea todo su perímetro. La unidad completa mantiene unidos a un cierto número de estas placas, sujetas cara a cara en un marco. El canal de flujo es el espacio que se forma, gracias a las empacaduras, entre dos placas adyacentes; arreglando el sistema de tal forma, que los fluidos fríos y calientes corren alternadamente por dichos canales, paralelamente al lado más largo. Existen aberturas en las 4 esquinas de las placas que conjuntamente con un arreglo apropiado en las empacaduras, dirigen a las dos corrientes en sus canales de flujo.

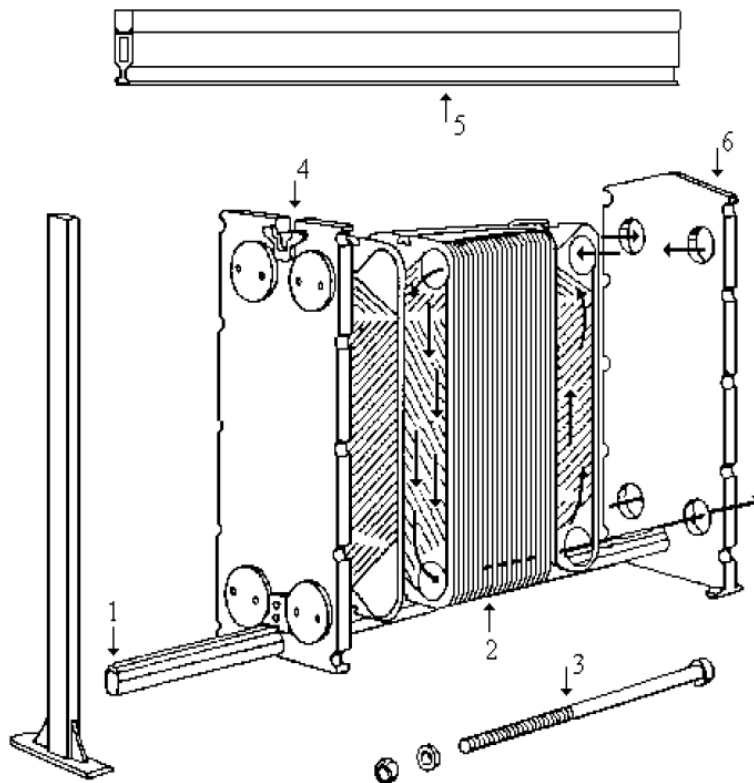


Figura.07. Intercambiador de placas empacadas.

Las placas son corrugadas en diversas formas, con el fin de aumentar el área superficial efectiva de cada una; provocar turbulencia en el fluido mediante continuos cambios en su dirección y velocidad, lo que a su vez redundaría en la obtención de altos coeficientes de transferencia de calor, aún a bajas velocidades y con moderadas caídas de presión. Las corrugaciones también son esenciales para incrementar la resistencia mecánica de las placas y favorecer su soporte mutuo.

Estos equipos son los más apropiados para trabajar con fluidos de alta viscosidad y tienen como ventaja adicional, el ser fácilmente desmontables para labores de mantenimiento. No obstante, las condiciones de operación se encuentran limitadas por las empacaduras.

En los primeros equipos la presión máxima era de 2 bar y la temperatura alrededor de 60°C. Pero a pesar de que el diseño básicamente ha permanecido inalterado, los continuos avances en los últimos 60 años han incrementado las presiones y temperaturas de operación hasta los 30 bar y 250°C, respectivamente. Es importante destacar que la elección del material de las empacaduras se vuelve más restringida a altas temperaturas, lo que en consecuencia reduce el número de fluidos que pueden ser manejados por estos equipos bajo esas condiciones; además la vida útil de la unidad depende, en gran medida, del rendimiento de las empacaduras. Inicialmente, este tipo de equipos era usado en el procesamiento de bebidas y comidas, y aunque todavía retienen su uso en el área alimenticia, hoy en día son usados en una amplia gama de procesos industriales, llegando inclusive, a reemplazar a los intercambiadores de tubo y carcasa.

Una variante de los PHE se consigue si las placas son soldadas juntas en los bordes, lo que previene las fugas a la atmósfera y permite el manejo de fluidos peligrosos. Un equipo construido de esta forma, se le conoce como intercambiador de placas no empacadas, y tienen como desventaja el no poder abrirse para labores de mantenimiento, por lo que las labores de limpieza deben ser realizadas por métodos químicos. No obstante, las demás ventajas de las unidades de placas se mantienen. El diseño particular de este equipo permite alcanzar las presiones de operación que se manejan en los equipos tubulares convencionales, tales como tubo y carcasa, enfriados por aire y doble tubo. Sin embargo, todavía existe una limitación en cuanto al diseño, en la que la diferencia de presión entre ambos fluidos no debe exceder los 40 bar.

4.3.5.5. *Intercambiadores en espiral*

Estos intercambiadores se originaron en Suecia hace mas de 40 años para ser utilizados en la industria del papel y son llamados también SHE (Spiral Heat Exchanger). Su diseño consiste en un par de láminas de metal enrolladas alrededor de un eje formando pasajes paralelos en espiral por entre los cuales fluye cada sustancia. El espaciamento entre las láminas se mantiene gracias a que éstas se encuentran soldadas a una especie de panel. Los canales que se forman en la espiral se encuentran cerrados en los extremos para que los fluidos no se mezclen. El fluir continuo entre curvas produce turbulencia en los fluidos, lo cual mejora la transferencia de calor y reduce el ensuciamiento. Estos equipos son muy utilizados en el manejo de fluidos viscosos, lodos y líquidos con sólidos en suspensión, así como también en operaciones de condensación y vaporización. Raras veces se requiere de aislantes, ya que son diseñados de tal manera que el refrigerante pase por el canal externo.

Entre sus características más resaltantes se pueden mencionar que se emplean con flujo en contracorriente puro, no presentan problemas de expansión diferencial, son compactos y pueden emplearse para intercambiar calor entre dos o más fluidos a la vez. Estos equipos se emplean normalmente para aplicaciones criogénicas.

En general los SHE ofrecen gran versatilidad en sus arreglos; siendo posible variar anchos, largos, espesores, materiales, etc. De esta manera se logra que este tipo de equipos requiera un 60% menos de volumen y de 70% menos peso que las unidades de tubo y carcasa comparables en la cantidad de calor transferido.

4.3.5.6. *Otros tipos de intercambiadores*

- **Intercambiadores Tipo Superficie Raspadora (Scraped-Surface).**

Estos equipos tienen un elemento rotatorio provisto de una cuchilla sujeta a un resorte, la cual sirve para limpiar la superficie de transferencia de calor. Se utilizan generalmente en plantas donde el fluido es muy viscoso o tiene tendencia a formar depósitos. Se construyen como los de doble tubo. El tubo interno se encuentra disponible en diámetros nominales de 150, 200 y 300 mm (6, 8 y 12 pulgadas,

respectivamente); el tubo externo forma un pasadizo anular por donde fluye el vapor o el medio refrigerante y se dimensiona de acuerdo a las necesidades de la aplicación.

El líquido viscoso se mueve a una velocidad muy baja a través del tubo central, por lo que las porciones de líquido adyacentes a la superficie del mismo están prácticamente estancadas, excepto cuando son removidas por las cuchillas. Así, el calor se transferirá principalmente por el mecanismo de conducción, desde el fluido que va por el ánulo, hasta el fluido viscoso, atravesando la pared del tubo interno. Como las cuchillas se mueven a una velocidad moderada, no habrá suficiente tiempo para que el calor penetre hasta el centro del tubo interno, sino solamente una distancia muy pequeña, por esta razón, la transferencia de calor en este tipo de equipos es análoga a la transmisión de calor en estado no estacionario en un sólido semi-infinito.

- **Intercambiadores tipo bayoneta .**

Consisten en tubo externo y otro interno; este último sirve únicamente para suplir el fluido al ánulo localizado entre el tubo externo y el interno. El tubo externo está hecho normalmente de una aleación muy costosa y el tubo interno de acero de carbono. Los intercambiadores tipo bayoneta son de gran utilidad cuando existe una diferencia de temperatura extremadamente alta entre el fluido del lado de la carcasa y el del lado de los tubos, ya que todas las partes sujetas a expansión diferencial se mueven libre e independiente una de la otra. Estos intercambiadores se utilizan en servicios con cambio de fase donde no es deseable tener un flujo bifásico en contra de la gravedad. Algunas veces se coloca en tanques y equipos de proceso para calentamiento y enfriamiento. Los costos por metro cuadrado para estas unidades son relativamente altos, ya que solamente el tubo externo transfiere calor al fluido que circula por la carcasa.

- **Enfriadores de serpentín**

Consisten en serpentines sumergidos en un recipiente con agua. Aunque estos enfriadores son de construcción simple, son extremadamente costosos por metro cuadrado de superficie. Se utilizan por razones especiales, por ejemplo, cuando se requiere un enfriamiento de emergencia y no existe otra fuente de agua disponible.

- **Intercambiadores de láminas**

Estos equipos tienen aletas o espaciadores intercalados entre láminas metálicas paralelas, generalmente de aluminio. Mientras las láminas separan las dos corrientes de fluido, las aletas forman los pasos individuales para el flujo. Los pasos alternos están conectados en paralelo mediante el uso de cabezales apropiados, así, el fluido de servicio y el de proceso pueden canalizarse permitiendo el intercambio de calor entre ambos. Las aletas están pegadas a las láminas por medio de ajustes mecánicos, soldadura o extrusión. Estas son utilizadas en ambos lados de la placa en intercambiadores gas-gas. En los intercambiadores gas-líquido, las aletas son empleadas, usualmente, del lado del gas, donde la resistencia térmica es superior. Se emplean del lado del líquido cuando se desea suministrar resistencia estructural al equipo ó para favorecer la mezcla del fluido. Las condiciones típicas de diseño son presiones bajas (menores a 100 psi), mientras que las temperaturas dependen del material y método utilizado para la unión entre las aletas y las láminas. Estos equipos son muy usados en plantas de generación de fuerza eléctrica, en ciclos de refrigeración, etc.

- **Condensadores de contacto directo**

Consisten en una torre pequeña, en la cual el agua y el vapor circulan juntos. El vapor condensa mediante el contacto directo con las gotas de agua. Estos equipos se utilizan cuando las solubilidades del medio refrigerante y del fluido de proceso, son tales que no se crean problemas de contaminación de agua o del producto; sin embargo deben evaluarse las pérdidas del fluido de proceso en el medio refrigerante.

- **Enfriadores de película vertical descendente**

Son tubos verticales de cabezal fijo. El agua desciende por dentro de los tubos formando una película densa que intercambia calor con los vapores que ascienden.

- **Enfriadores en cascada**

Un condensador en cascada está constituido por una serie de tubos colocados horizontalmente uno encima del otro y sobre los cuales gotea agua de enfriamiento proveniente de un distribuidor. El fluido caliente generalmente circula en contracorriente respecto al flujo de agua.

Los condensadores en cascada se utilizan en procesos donde el fluido de proceso es altamente corrosivo, tal como sucede en el enfriamiento de ácido sulfúrico. Estas unidades también se conocen con el nombre de enfriadores de trombón, de gotas o enfriadores de serpentín.

- **Intercambiadores de grafito impermeable**

Se utilizan en aquellos servicios que son altamente corrosivos, como por ejemplo, en la extracción de isobutano y en las plantas de concentración de ácidos. Estas unidades se construyen de diferentes formas.

Los intercambiadores de grafito cúbico consisten en un bloque cúbico central de grafito impermeable, el cual es agujereado para formar pasadizos para los fluidos de proceso y de servicio. Los cabezales están unidos mediante pernos a los lados del cubo de manera de distribuir el fluido. Los cubos se pueden interconectar para incrementar el área de transferencia de calor.

5.INTERCAMBIADORES DE CARCASA Y TUBOS

5.1. NORMATIVA

Todo equipo a presión está sometido a una legislación para su diseño, fabricación y uso.

A la hora de realizar un diseño podemos basarnos en distintas normativas relacionadas con un mismo tema, las cuales tendremos que cumplir. No es necesario cumplir todas ellas, pero debemos que indicar las que si cumplen ya que los límites marcados en ellas serán los límites que le tengamos que utilizar a nuestro proyecto.

En este caso me he basado en la normativa de la DIRECTIVA 97/23/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 29 de mayo de 1997, relativa a las legislaciones de los estados miembros sobre equipos a presión.

A continuación realizo una síntesis de la norma:

El objetivo de la Directiva es armonizar las legislaciones nacionales de los Estados miembros relativas al diseño, la fabricación, las pruebas y la evaluación de la conformidad tanto de los equipos a presión; como de los conjuntos de equipos a presión, ensamblados para constituir una instalación funcional.

Debe garantizar su libre comercialización en la Unión Europea (UE) y en determinados países asociados, como los del Espacio Económico Europeo (EEE).

Lo dispuesto en la Directiva se aplica a los equipos sometidos a una presión máxima admisible superior a 0,5 bares (es decir, 0,5 bares por encima de la presión atmosférica) que presenten un riesgo en función de la presión.

Hay que tener en cuenta que dicha Directiva no se aplicará a los equipos que:

- ya estén regulados dentro de la UE.
- representen un riesgo menor de presión («categoría I») y estén cubiertos por otras Directivas del «nuevo enfoque».
- no representen riesgos de presión elevada (como los radiadores).

- representen riesgos de presión elevada, pero cuya inclusión no sea necesaria con miras a la libre circulación de mercancías o a la seguridad.

Todos los equipos y conjuntos a presión que entren en el ámbito de aplicación de la Directiva deberán ser seguros al comercializarse y ponerse en servicio.

Los Estados miembros deberán tomar medidas para garantizar que los equipos a presión sólo puedan comercializarse si no comprometen la seguridad ni la salud de las personas, los animales domésticos ni los bienes, cuando estén instalados, mantenidos convenientemente y se utilicen conforme al fin al que se destinan.

Con arreglo a los principios del «nuevo enfoque» de la armonización técnica y la normalización, el diseño y la fabricación de equipos a presión deben cumplir requisitos esenciales de seguridad.

Este nuevo enfoque implica que los Estados miembros no puedan prohibir, restringir ni obstaculizar la comercialización o la puesta en servicio de equipos a presión que se ajusten a lo dispuesto en la Directiva (provistos del marcado «CE»). En cuanto a las normas europeas armonizadas, son elaboradas por el Comité Europeo de Normalización (CEN). Se supone que los equipos fabricados con arreglo a esas normas se ajustan a los requisitos esenciales de seguridad de la Directiva.

El hecho de que algunas prescripciones de la Directiva no se apliquen de forma igualitaria a las distintas categorías de equipos a presión, da lugar a una clasificación. Para saber a qué categoría pertenece uno u otro equipo, es conveniente determinar:

- el tipo de equipo: recipiente, generador de vapor o tubería.
- el estado físico de los fluidos en cuestión: gaseoso o líquido.
- el grupo de fluidos al que se destina: grupo 1 o grupo 2.

El grupo 1 incluye los fluidos peligrosos, definidos en la Directiva 67/548/CEE relativa a la clasificación, embalaje y etiquetado de las sustancias peligrosas. El grupo 2 incluye todos los demás fluidos.

A partir de esta clasificación, los equipos a presión pueden desglosarse en cinco categorías en función del riesgo: categoría de buenas prácticas de la técnica al uso, categoría I (la de menor riesgo), categoría II, categoría III y categoría IV (la de mayor riesgo). Los riesgos se miden en función de los límites de presión o de los volúmenes indicados en la Directiva.

Los equipos a presión que respetan las buenas prácticas de la técnica al uso:

- deben ajustarse a estas prácticas de la técnica.

- no están obligados a cumplir los requisitos esenciales de diseño, fabricación y pruebas.
- no están sometidos a la evaluación de la conformidad.
- no pueden llevar el marcado «CE» (sin embargo, deben acompañarse con instrucciones de uso suficientes y llevar marcas que permitan identificar al fabricante o a su representante establecido en la Comunidad).

Las buenas prácticas de la técnica al uso se aplican a los equipos que no están sometidos a la evaluación de la conformidad pero que deben diseñarse y fabricarse con arreglo a las buenas prácticas de la técnica en un Estado miembro a fin de garantizar su utilización segura.

Los equipos a presión de las categorías I, II, III y IV deben cumplir los requisitos esenciales de diseño, fabricación y pruebas, respetar los procedimientos de evaluación de la conformidad y llevar el marcado «CE» y otras informaciones.

Antes de comercializar un equipo a presión de las categorías I a IV, los fabricantes deberán someter a cada equipo a un procedimiento de evaluación («módulo») de la conformidad con los requisitos esenciales de la Directiva. Están previstos distintos módulos para cada categoría de equipos a presión.

Los módulos de los productos de las categorías II, III y IV exigen que intervengan organismos notificados designados por los Estados miembros. Esos organismos aprueban y controlan el sistema de calidad de los fabricantes y llevan a cabo inspecciones directas de los productos.

Con respecto a los materiales, los fabricantes de equipos a presión deben respetar los requisitos de seguridad utilizando materiales que o bien se ajusten a las normas armonizadas, o bien hayan sido objeto de una aprobación europea (documento técnico entregado por un organismo notificado, que define las características de los materiales utilizados en la fabricación de equipos a presión que no están cubiertos por una norma armonizada), o bien se hayan sometido a una evaluación particular de los materiales.

5.2. CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE TUBOS SEGÚN NORMA TEMA.

TEMA ha desarrollado una nomenclatura para designar los tipos básicos de intercambiadores de calor de carcasa y tubos. En este sistema, cada intercambiador se designa con tres letras, la primera indicando el cabezal delantero, la segunda el tipo de carcasa, y la tercera el cabezal posterior.

Se utiliza una amplia variedad de configuraciones en los intercambiadores de calor de carcasa y tubos, dependiendo del desempeño deseado de transferencia de calor, caída de presión y los métodos empleados para reducir los esfuerzos térmicos, prevenir fugas, fácil mantenimiento, soportar las presiones y temperaturas de operación, y la corrosión. Estos intercambiadores se construyen de acuerdo a las normas de la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores de Calor Tubulares (TEMA), con algunas modificaciones, dependiendo del país.

TEMA también ha conformado una serie de normas mecánicas para la construcción, fabricación, y materiales constructivos de tres tipos de intercambiadores de calor tubulares: R, C, B. Los intercambiadores clase R son los usados en condiciones de operación severas, en procesos petroleros y afines. La Clase C designa a los intercambiadores usados en aplicaciones comerciales y procesos generales bajo condiciones moderadas. La clase B designa a los intercambiadores de calor de carcasa y tubos usados en procesos químicos. Generalmente, en estos últimos, los materiales constructivos son no-ferrosos, mientras que en los Clase C y Clase R, se usan materiales ferrosos.

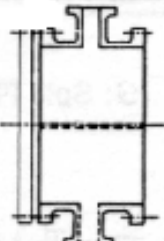
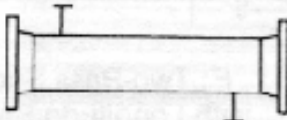
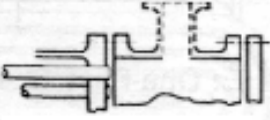
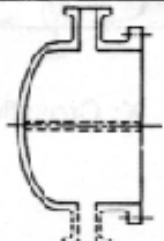
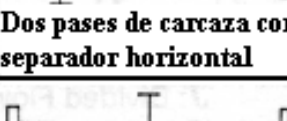
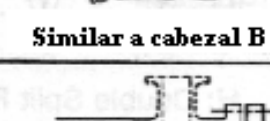
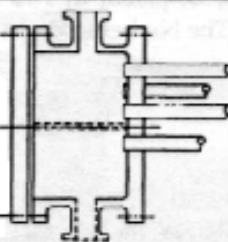
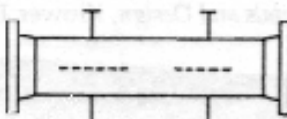

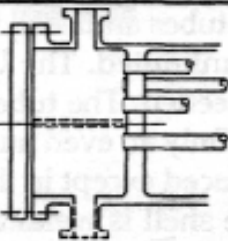
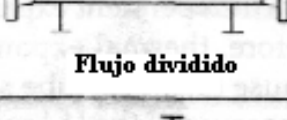

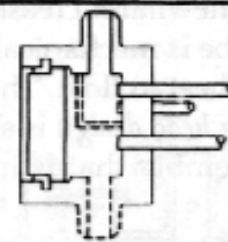
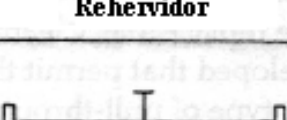
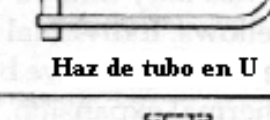
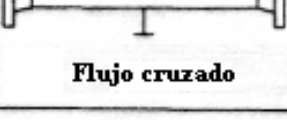

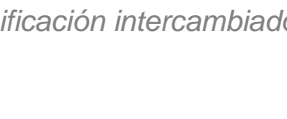
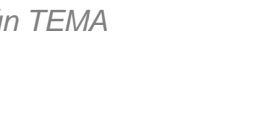
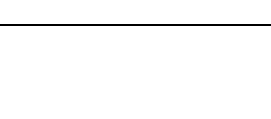
Frente Cabezales estacionarios		Tipo de carcaza		Terminal Tipos de cabezal	
A		E		L	
	Canal y cubierta removible				
B		F		M	
	Bonete (cubierta integral)				
C		G		N	
	Haz de tubo removible Canal integral Cubierta removible				
N		H		P	
	Canal integral Cubierta removible				
D		J		S	
	Altas presiones				
		K		T	
		X		U	
				W	

Figura.08. Clasificación intercambiadores según TEMA

Los tipos más frecuente de intercambiador son: AES, AEP, CFU, AKT, Y AJW. Aunque pueden existir diferentes configuraciones a las mencionadas, estas no pueden ser identificadas por la nomenclatura TEMA.

5.3. PARTES DE UN INTERCAMBIADOR DE CARCASA Y TUBOS

Para una correcta identificación de cada una de las partes de un intercambiador de calor de carcasa y tubos vamos a definir cada una de sus partes principales, así como un breve análisis de ellas.

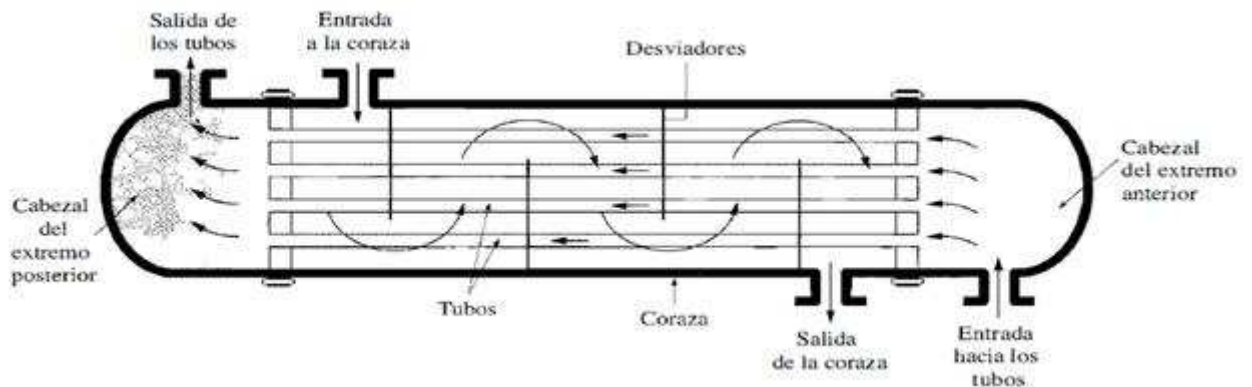


Figura.09

5.3.1. Tubos y banco de tubos

Los tubos son los componentes fundamentales, proporcionando la superficie de transferencia de calor entre el fluido que circula por el interior de los tubos, y la carcasa. Los tubos pueden ser completos o soldados y generalmente están hechos de cobre o aleaciones de acero. Otras aleaciones de níquel, titanio o aluminio pueden ser requeridas para aplicaciones específicas.

Los tubos pueden ser desnudos o aleteados. Las superficies extendidas se usan cuando uno de los fluidos tiene un coeficiente de transferencia de calor mucho menor que el otro fluido. Los tubos doblemente aleteados pueden mejorar aún más la eficiencia. Las aletas proveen de dos a cuatro veces el área de transferencia de calor que proporcionaría el tubo desnudo.

La economía en el diseño de intercambiadores de calor requiere que el área de transferencia de calor por volumen de intercambiador se maximice. Un número de tubos y área de transferencia se consiguen reduciendo el arreglo de tubos, usando un arreglo triangular y tubos de menor tamaño.

La cantidad de pasos por los tubos y por la carcasa dependen de la caída de presión disponible. A mayores velocidades, aumentan los coeficientes de transferencia de calor, pero también las pérdidas por fricción y la erosión en los materiales. Por tanto, si la pérdida de presión es aceptable, es recomendable tener menos cantidad de tubos, pero de mayor longitud en un área reducida. Generalmente los pasos por los tubos oscilan entre 1 y 8. Los diseños estándares tienen uno, dos o cuatro pasos por los tubos.

En múltiples diseños se usan números pares de pasos. Los números de pasos impares no son comunes, y provocan problemas térmicos y mecánicos en la fabricación y en la operación.

La selección del espaciamiento entre tubos es un equilibrio entre una distancia corta para incrementar el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa, y el espacio requerido para la limpieza. En la mayoría de los intercambiadores, la relación entre el espaciamiento entre tubos y el diámetro exterior del tubo varía entre 1,25 y 2.

El valor mínimo de relación se restringe a 1.25 porque para valores inferiores, la unión entre el tubo y la placa tubular se hace muy débil, y puede causar filtraciones en las juntas.

Sin embargo, consideraciones prácticas como limpieza de los tubos, tamaño del pasaje de flujo (caída de presión), uso de tubos, etc., restringen la disposición de los tubos a un estándar universalmente adoptado de arreglo triangulares (30 ó 60 grados), cuadrados (90 grados), a cuadrado rotado (45 grados).

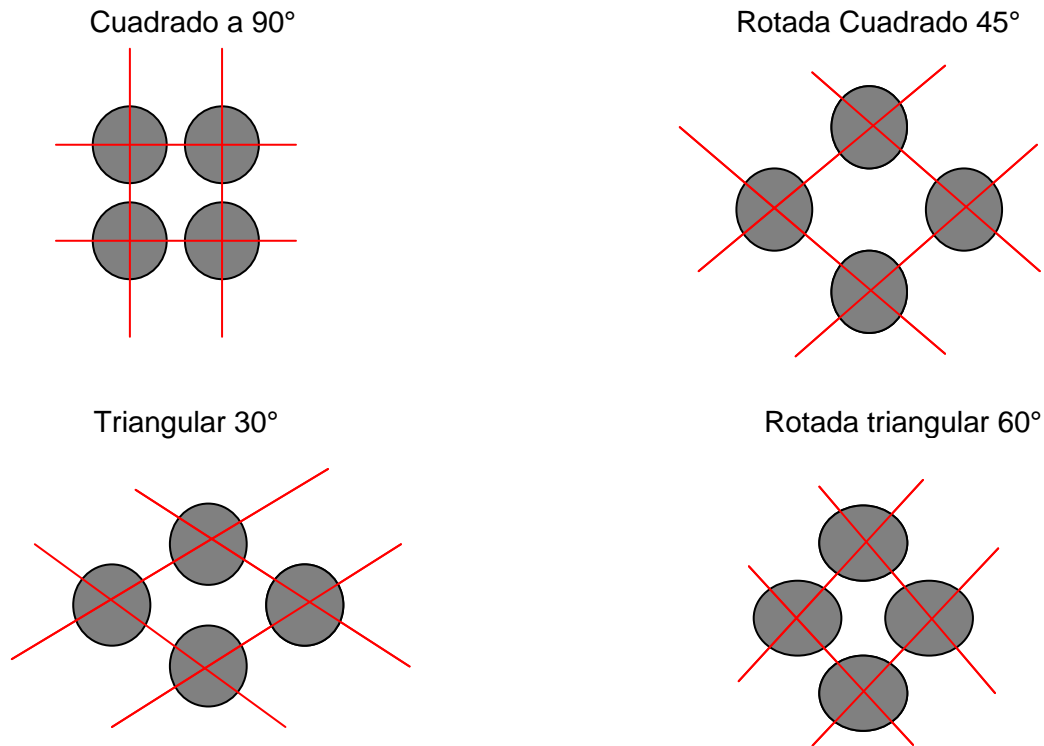


Figura.10.Diferentes arreglos para tubos de intercambiadores de calor.

Los intercambiadores se diseñan para velocidades altas y mayor caída de presión a fin de reducir el ensuciamiento en el lado de la concha. Estas velocidades son responsables de que muchos intercambiadores experimenten daños por vibración de los tubos. Los daños por vibración pueden clasificarse en daños tipo “deflector” y daño tipo “colisión”.

Generalmente los tubos oscilarán entre soportes de tubos o plantas de partición que actúan como nodos.

En los daños por vibración del tipo “deflector” la oscilación llega a un punto en que los tubos rozarán contra las planchas de soporte y finalmente fallarán por fatiga. Si la vibración aumenta, la amplitud de la oscilación aumentará hasta un punto donde los tubos chocarán entre sí o contra la carcasa. En estos casos los tubos se desgastarán por abrasión y ocurrirá la ruptura.

Otro tipo de daño frecuentemente encontrado es la de los tubos rotos cerca del cabezal de la carcasa y a la salida de las boquillas. Estos casos suceden por ignorancia o negligencia al no dejar suficiente área de entrada y salida. Ocurren entonces altas velocidades que causan rotura de los tubos o dobleces cerca de las boquillas.

Los daños potenciales por vibración en intercambiadores pueden ser anticipados usando el método de máxima velocidad. Este método fue desarrollado analizando las fuerzas que se alternan en los tubos y que resultan de la resonancia entre la frecuencia del vórtice del flujo estable del fluido y la frecuencia natural fundamental del tubo.

5.3.2. Placa tubular

Los tubos se mantienen en su lugar al ser insertados dentro de agujeros en la placa tubular, fijándose mediante expansión o soldadura.

La placa tubular es generalmente una placa de metal sencilla que ha sido taladrada para albergar a los tubos (en el patrón deseado) y las sujeciones de los deflectores. En el caso de que se requiera una protección extra de las fugas puede utilizarse una doble placa tubular.

El espacio entre las placas tubulares debe estar abierto a la atmósfera para que cualquier fuga pueda ser detectada con rapidez. Para aplicaciones más peligrosas puede usarse una placa tubular triple, sellos gaseosos e incluso un sistema de recirculación de las fugas.

La placa tubular además de sus requerimientos mecánicos debe ser capaz de soportar el ataque corrosivo de ambos fluidos del intercambiador y debe ser compatible electroquímicamente con el material de los tubos. A veces se construyen de acero de bajo carbono cubierto metalúrgicamente por una aleación resistente a la corrosión.

Para la expansión térmica, solamente se permite que quede fijo uno de los soportes del intercambiador. El otro soporte deberá poder deslizarse sobre una chapa. Para minimizar las reacciones de las tuberías, el soporte extremo de la cámara se selecciona fijo. Las excesivas deflexiones y tensiones en la junta del soporte con la concha, se evitarán seleccionando un material de soporte conveniente y eligiendo la localización apropiada. La localización de los soportes para intercambiadores de calor horizontales será determinada en la misma forma que se determinan para recipientes horizontales. Los intercambiadores verticales deberán soportarse en dos

puntos como mínimo. Estos soportes deberán permitir la expansión radial de la unidad.

5.3.3. Deflectores

Hay dos tipos de deflectores, transversales y longitudinales.

El propósito de los deflectores longitudinales es controlar la dirección general del flujo del lado de la carcasa. Por ejemplo, las carcasas tipo F, G y H (según TEMA) tienen deflectores longitudinales.

Los deflectores transversales tienen dos funciones, la más importante es la de mantener a los tubos en la posición adecuada durante la operación y evita la vibración producida por los vórtices inducidos por el flujo. En segundo lugar ellos guían al fluido del lado de la carcasa para acercarse en lo posible a las características del flujo cruzado.

El tipo de deflector más común es el simple segmentado. El segmento cortado debe ser inferior a la mitad del diámetro para asegurar que deflectores adyacentes se solapen en al menos una fila completa de tubos. Para flujos de líquidos en el lado de la carcasa el corte del deflector generalmente es del 20 a 25 por ciento; para flujos de gas a baja presión de 40 a 45 por ciento, con el objetivo de minimizar la caída de presión.

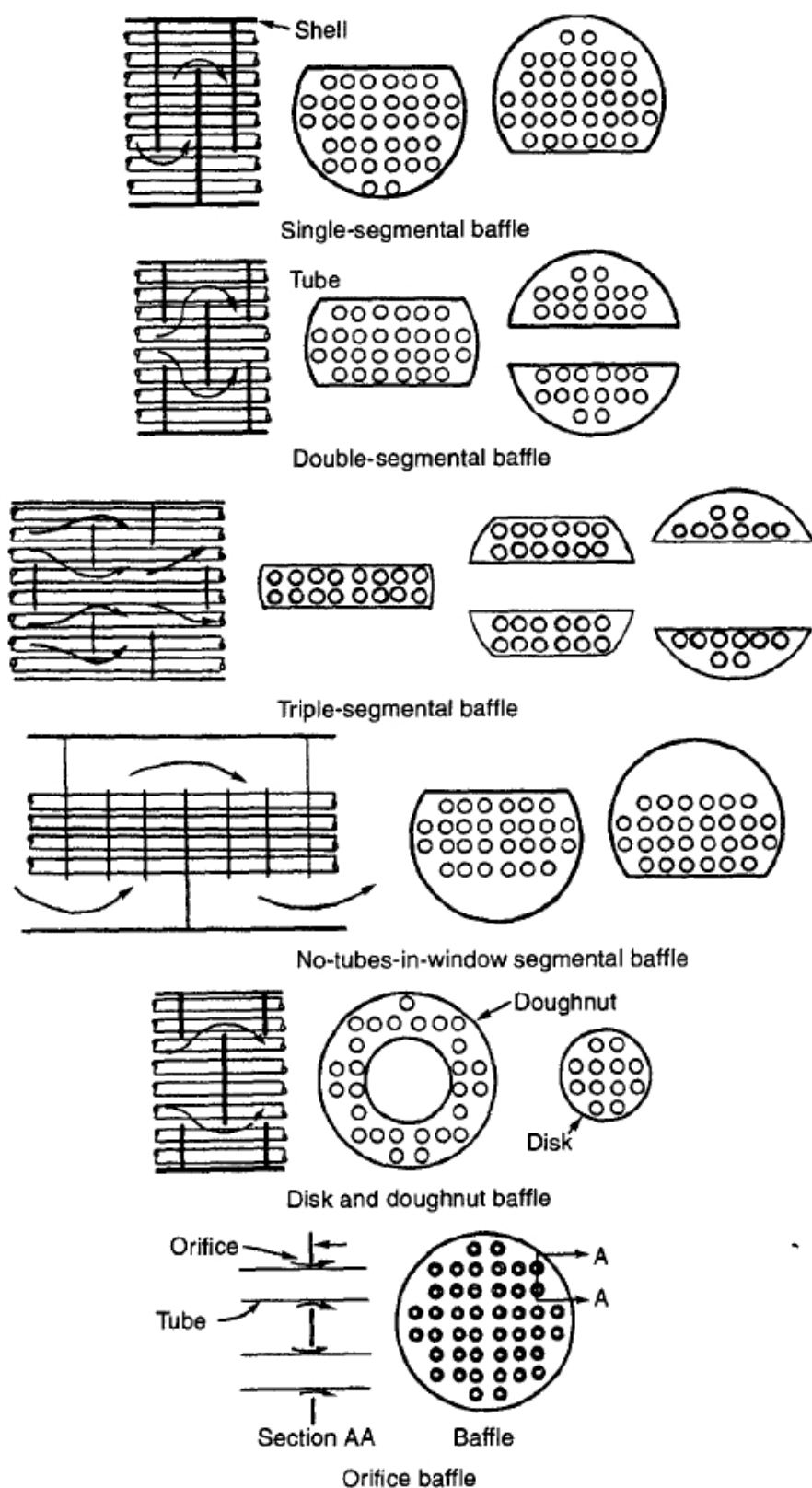


Figura.11. Disposición y tipos de deflectores

5.3.4. Carcasa

La carcasa es la envolvente del segundo fluido, generalmente es de sección circular y está hecha de una placa de acero conformado en forma cilíndrica y soldado longitudinalmente. Carcasas de pequeños diámetros (hasta 24 pulgadas) pueden ser hechas cortando un tubo del diámetro deseado con la longitud correcta (pipe shells).

La forma esférica de la casaca es importante al determinar el diámetro de los deflectores que pueden ser insertados y el efecto de fuga entre el deflector y la casaca. Las carcasas de tubo suelen ser más redondas que las carcasa roladas.

En intercambiadores grandes la carcasa está hecha de acero de bajo carbono siempre que sea posible, por razones de economía, aunque también pueden usarse otras aleaciones cuando la corrosión o las altas temperaturas así lo requieran.

5.3.5. Canales del lado de los tubos y boquillas

Los canales y las boquillas simplemente dirigen el flujo del fluido del lado de los tubos hacia el interior o exterior de los tubos del intercambiador. Como el fluido del lado de los tubos es generalmente el más corrosivo, estos canales y boquillas suelen ser hechos de materiales aleados (compatibles con la placa tubular). Deben ser revestidos en lugar de aleaciones sólidas.

5.3.6. Cubiertas de canal

Las cubiertas de canal son placas redondas que están atornilladas a los bordes del canal y pueden ser removidos para inspeccionar los tubos sin perturbar el arreglo de los tubos. En pequeños intercambiadores suelen ser usados cabezales con boquillas laterales en lugar de canales y cubiertas de canales.

5.3.7. Bridas

La mayoría son del tipo cubo estándar de cuello soldado, sin embargo también se usan otros tipos incluyendo las bridas deslizantes.

Es importante verificar las conexiones bridadas por las fuerzas que ocurren durante el asentamiento de las empacaduras y las que ocurren a condiciones de diseño. Las fuerzas que deben tomarse en cuenta para determinar las cargas de diseño son:

- La fuerza requerida para sentar la empacadura y deformarla plásticamente para que selle las irregularidades en las caras de las bridas.
- La fuerza que debe ser ejercida en la empacadura para obtener un sello efectivo bajo condiciones de diseño.
- La fuerza que se requiere para oponerse a la presión interna bajo condiciones de diseño.
- Fuerza hidrostática en el interior de la brida. Para las bridas con cubos se considera que esta fuerza actúa en el medio entre el diámetro inferior de la brida y el punto de intersección del cubo y la parte trasera de la brida.
- La fuerza ejercida en la empacadura, la cual es la fuerza de diseño del perno de la brida menos la fuerza hidrostática total. Se considera que esta fuerza actúa en el centro de la empacadura.
- La fuerza que resulta de la diferencia entre la fuerza hidrostática total y la fuerza hidrostática en el área interior de la brida.

5.3.8. Conexiones

Por norma las boquillas del intercambiador deberán instalarse radialmente. Sin embargo las boquillas en las cámaras o en los intercambiadores de múltiples pasos pueden tener una desviación respecto a la línea-centro del intercambiador. En caso extremo tales boquillas podrían estar en posición tangencial. En lo posible este tipo de boquillas no debería usarse. Las grandes aberturas en la concha requieren normalmente de chapas de refuerzo y lo mismo las aberturas que están muy juntas. La penetración en cámaras y cabezales más gruesos si es posible. Generalmente, se especificará boquillas con resalte; sin embargo, también se pueden especificar,

las bridas de anillo, lengüeta o hendidura dependiendo del servicio del Intercambiador.

Las conexiones para venteos y drenajes se colocarán en los puntos altos y bajos de manera que no produzcan la ventilación o el drenaje a través de las boquillas de entrada o salida.

Debe destacarse que la tapa de la concha de los intercambiadores de cabezales flotantes requieren conexiones de venteo y drenajes porque el diámetro interno es mayor que el de la concha.

Se requieren venteos y drenajes adicionales en la cámara si ésta es de más de dos pasos de tubos.

Si los intercambiadores necesitan limpieza química, deberán considerarse conexiones de limpieza en las boquillas de entrada y salida del intercambiador. Se colocarán también boquillas para la prueba hidrostática del intercambiador. En la fabricación de los intercambiadores deberá prestarse especial atención a las uniones de las boquillas, particularmente a las grandes boquillas en la concha del intercambiador.

6.CALCULO DE INTERCAMBIADORES

El objetivo de este proyecto es la fabricación de un intercambiador de calor. Para ello el método de cálculo utilizado tiene que ser lo más preciso posible ya que ni nos podemos quedar cortos con el dimensionado del intercambiador ni podemos desperdiciar material. Por otro lado siempre tenemos que trabajar desde el lado de la seguridad, por lo que utilizaremos los coeficientes de seguridad correspondientes en cada caso.

Como punto de partida he tomado como modelo intercambiadores comerciales con todos sus datos y características, para a partir de los datos obtenidos con los cálculos realizados para establecer una base real sobre la que trabajar y sobre la que poder comparar los resultados que obtengamos.

Para la resolución de este problema podemos optar por distintas opciones de cálculo. Al tratarse todas ellas de métodos empíricos ninguna es precisa al 100%, por lo que la elección de un método u otro dependerá de del margen de error que podemos asumir en el proyecto, así como del método que nos reporte resultados más parecidos a los que tomamos como modelo con los mismos parámetros utilizados en cada caso.

6.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Para determinar el cálculo de intercambiadores, el primer paso es delimitar el problema tanto como sea posible inicialmente, esto es, definir los caudales, presiones, temperaturas, propiedades físicas, ensuciamiento, pérdidas de presión admisibles, etc.

A continuación, se procede a seleccionar valores orientativos para los parámetros más importantes de diseño, tales como longitud y diámetro de los tubos (teniendo en cuenta las pérdidas de presión y las vibraciones que se producirán), el arreglo del banco de tubos, el espaciamiento entre deflectores, la cantidad de pasos y cantidad de carcassas en serie.

Con estas dimensiones, se tiene el valor de un área inicial supuesta, y con los valores se efectúa la evaluación térmica del intercambiador, dando como resultado un valor del coeficiente global de transferencia de calor. Este puede obtenerse mediante la combinación de correlaciones que dependen de los parámetros seleccionados. Con este valor, se procede a calcular un nuevo valor de área requerida.

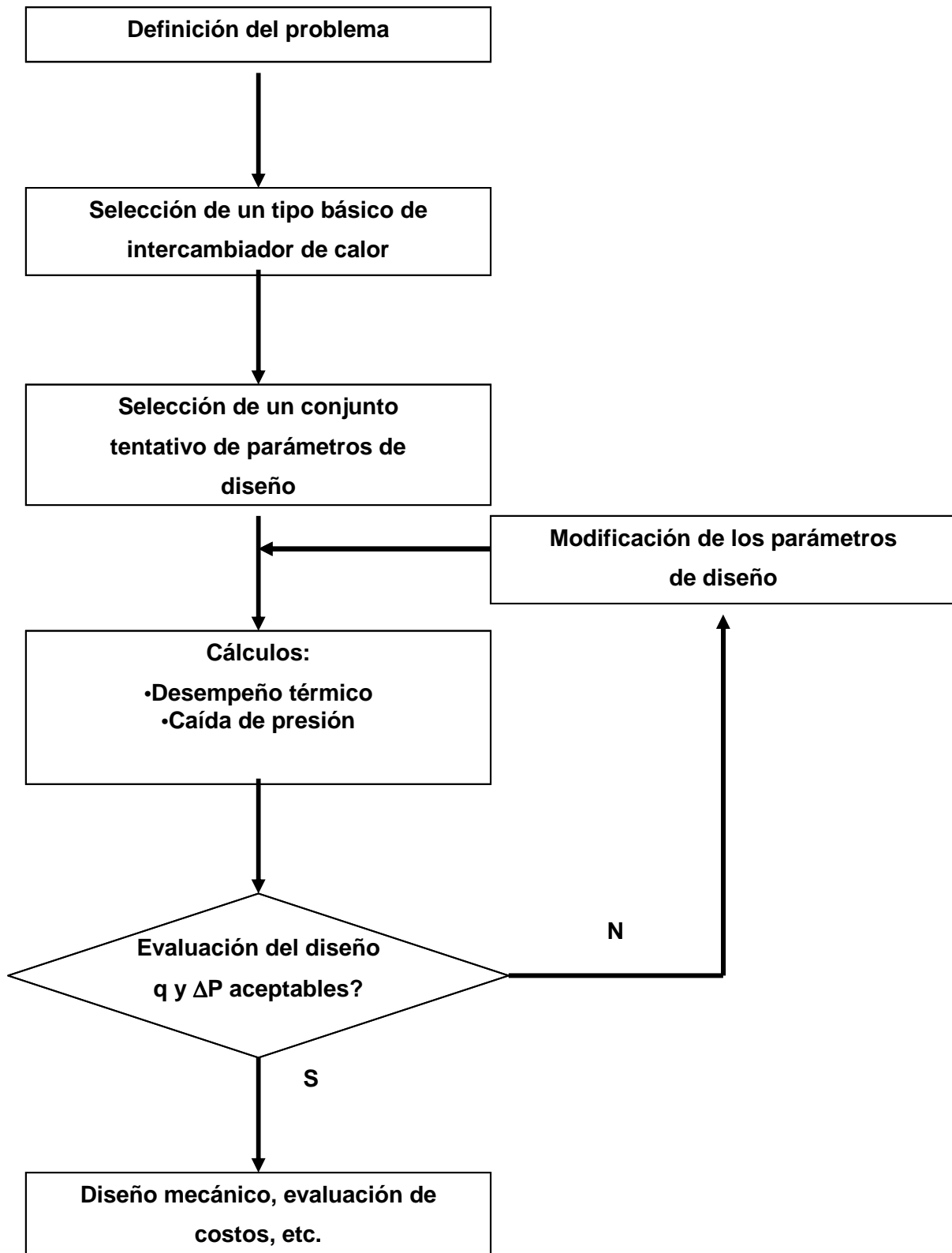
El procedimiento es más preciso en la medida que lo es el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor. Este es un valor que depende del coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior y exterior de los tubos, que a su vez depende de las propiedades de los fluidos. Si bien la definición de dichos coeficientes en el lado de los tubos es bastante precisa con las correlaciones actuales, no lo es tanto para el lado de la carcasa.

6.2. PARÁMETROS DE DISEÑO

Con el diseño de esta herramienta de cálculo de intercambiadores lo que queremos obtener son las dimensiones totales que va a tener nuestro intercambiador. Para ello partimos de la base de que conocemos tanto las temperaturas de entrada como de salida de ambos fluidos como el caudal del fluido caliente, en este caso el aceite. Con esto a partir de la temperatura media logarítmica calculamos el caudal de agua que necesitaremos para que funcione correctamente.

Como parámetros de diseño dimensional conocemos el tubo a utilizar (su diámetro exterior, el interior y su espesor) y la longitud final del intercambiador (ya que viene condicionada por los elementos comerciales). Con estos dos datos lo que pretendo obtener es el número de tubos necesarios para que se lleve a cabo el intercambio de calor. El número de tubos será lo que delimite el tamaño de la carcasa.

El objetivo del programa es que conociendo los requisitos que necesitamos de temperaturas y de flujo de aceite, podamos elegir los principales elementos comerciales de que disponemos que son los tubos (tanto longitud como diámetro) para poder adaptar el intercambiador al espacio de que disponemos dentro de cada sistema ya que alguna veces viene muy delimitado o carecemos de espacio para ponerlo de otra forma.



6.3. MÉTODOS DE CÁLCULO GENERALES

6.3.1. Selección de un conjunto de parámetros de diseño

Una vez que se sepa qué tipo de intercambiador de calor debe usarse para las condiciones de operación del proceso, debe hacerse una escogencia preliminar del tamaño, diámetro, longitud, arreglo de tubos, número y tipo de deflectores, material de construcción, etc.

A continuación se presenta una serie de criterios que permiten hacer una selección preliminar.

- Configuración de flujo: la más usual para estos intercambiadores es de un pase de fluido por la carcasa y de uno o dos pases de tubos por la carcasa.
- Longitud del intercambiador: Cuanto más largo es un intercambiador, menos tubos contiene, menor es el diámetro de la carcasa, su diseño es más simple y menor es su costo. El criterio general es que

$$\frac{1}{15} < \frac{D_c}{L} < \frac{1}{5}$$

donde D_c es el diámetro de la carcasa y L la longitud del intercambiador. La longitud puede estar limitada por el espacio disponible para instalar el intercambiador. En todo caso se recomienda que el largo de los tubos sea igual a la mitad del espacio disponible, con el fin de facilitar la instalación y limpieza del haz de tubos. La longitud máxima de los intercambiadores convencionales es de 6 m; sin embargo, existen intercambiadores de gran tamaño, tales como los usados en plantas eléctricas, que pueden alcanzar los 30 m de largo.

- Número de tubos: Con el fin de incrementar el coeficiente h de transferencia, se procura tener la velocidad más alta posible (véase párrafo anterior), para lo cual se usa el mayor número de tubos posible con el menor diámetro interno posible, lo cual está limitado por la caída de presión. Esta última se incrementa al aumentar el número de tubos ya que este incremento involucra una reducción en el diámetro de los tubos.

- Diámetro de los tubos: Se prefieren tubos de 8 a 15 mm de diámetro interno, pero si se espera que haya problemas de limpieza, deben usarse tubos no menores de 20 mm. En las Tablas 1 (norma BWG) y 2 (norma ANSI) se presentan los tamaños comerciales de tubos de acero al carbón, los cuales son los más utilizados en intercambiadores.
- Arreglo de tubos: El arreglo preferido es el triangular invertido o triangular de 30. El criterio usual es que

$$1,25 < \frac{P_t}{d_o} < 1,5$$

onde P_t es la distancia entre los centros de los tubos, o pase de tubo (del inglés pitch) y d_o es el diámetro externo de los tubos. Los tubos no deben estar demasiado cerca ya que se presentan problemas con la limpieza; además, la placa de tubos se torna muy débil desde el punto de vista estructural.

- Deflectores: El espaciado de deflectores más usual es de $0,4 < D_c < 0,6$, con un corte del 25 al 35 %, siendo 25 % el valor de corte más usual.
- Asignación de flujo: Se recomienda colocar el fluido que más ensucia, o el más corrosivo, o el de mayor presión, a circular por los tubos. Para flujo por la coraza se recomienda la corriente con el menor coeficiente de convección, o la corriente con el menor flujo. Algunos de estos criterios son conflictivos y el ingeniero debe conseguir la configuración óptima.
- Diámetro de la carcasa: La selección preliminar del diámetro de la carcasa se puede hacer a partir de la Tabla 3, conocido el número de tubos y la configuración de flujo. Otra forma consiste en hacer un primer estimado a partir de la siguiente correlación empírica:

$$D_c = 0,637 \sqrt{\frac{CL}{CTP}} \sqrt{\frac{A_o \left(\frac{P_t}{d_o} \right)^2 d_o}{L}}$$

donde CL es la constante de configuración de tubos con un valor de 1 para arreglos cuadrados y un valor de 0,87 para arreglos triangulares. El término CTP es la constante de conteo de tubos y depende del número de pasos de tubos por la carcasa; así, para un paso de tubos, CTP es 1, para dos pasos de tubo, CTP es 0,9 y para 4 pasos de tubo, CTP es de 0,85.

- Número de tubos: El número de tubos puede calcularse fácilmente, si se conoce el área requerida, según la expresión

$$N_t = \frac{A_o}{\pi d_o L}$$

También puede usarse la expresión empírica que sigue, la cual toma en cuenta el máximo número de tubos que caben en una carcasa con un tamaño dado,

$$N_t = 0,875 \left(\frac{CTP}{CL} \right) \frac{D_c^2}{\left(P_t / d_o \right)^2 d_o^2}$$

6.3.2. Cálculo térmico (transferencia de calor)

En esta etapa se evalúa si el intercambiador seleccionado en la etapa anterior cumple con los requerimientos del proceso.

Evaluar el desempeño térmico del intercambiador seleccionado consiste esencialmente en determinar el área de transferencia de dicho intercambiador, para lo cual debe calcularse previamente el coeficiente global de transferencia de calor para el intercambiador limpio (U_{ol}) y para el intercambiador sucio (U_{os}).

Cálculo de U_{ol} y U_{os} :

Los coeficientes globales de transferencia se calculan acorde a las expresiones siguientes:

$$U_{ol} = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o \ln (d_o / d_i)}{2 k} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U_{os} = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o R_{si}}{d_i} + \frac{d_o \ln (d_o / d_i)}{2 k} + R_{so} + \frac{1}{h_o}}$$

Determinar U_{ol} y U_{os} implica evaluar los coeficientes h_o y h_i para lo cual se requiere primero calcular el número de Reynolds. Este puede obtenerse de varias formas,

$$Re = \frac{\rho \bar{v} D_h}{\mu} = \frac{\dot{m} D_h}{A_t \mu} = \frac{G D_h}{\mu} = \frac{\rho \dot{Q} D_h}{A_t \mu}$$

donde \bar{v} es la velocidad media por cada tubo, \dot{Q} y \dot{m} son el caudal y el flujo másico respectivamente y A_t es el área transversal de flujo por cada tubo. El D_h se sustituye por el diámetro interno cuando se trata de un conducto de área de flujo circular o tubo, o por

$$D_h = D_i - d_o$$

en el caso de un intercambio de doble tubo (D_i es el diámetro interno del tubo externo y d_o es el diámetro externo del tubo interno). Cuando el intercambiador de doble tubo contiene más de un tubo interno, entonces

$$D_h = \frac{D_i^2 - N_t d_o^2}{D_i + N_t d_o}$$

Cuando se trata de flujo por la coraza, el D_h se sustituye por el llamado D_{eq} (diámetro equivalente) cuyo cálculo depende del tipo de arreglo de tubo. Así, para arreglo cuadrado

$$D_{eq} = 4 \frac{\left[P_t^2 - \frac{\pi}{4} d_o^2 \right]}{\pi d_o}$$

y para arreglo triangular

$$D_{eq} = 4 \frac{\left[\frac{\sqrt{3}}{2} P_t^2 - \frac{\pi}{4} d_o^2 \right]}{\pi d_o}$$

Una vez obtenido el re , se utiliza la ecuación siguiente para el cálculo del coeficiente de película

$$h = \frac{Nu k}{D_{eq}}$$

donde Nu es el número de Nusselt y D_{eq} es el diámetro equivalente para la transferencia de calor. Para calcular el Nu puede usarse cualquiera de las

correlaciones disponibles para el régimen de flujo imperante (laminar, turbulento o transición), lo cual debe verificarse mediante el cálculo previo del Re .

En la Ec. 13 el D_{eq} es igual al diámetro interno del tubo cuando se trata de flujo por un conducto de área de flujo circular. Para el caso de flujo por la carcasa, el D_{eq} para la transferencia de calor es el mismo que se utiliza para el cálculo del Re , acorde a las ecuaciones 11 y 12. Cuando se trata de flujo por el ánulo de un intercambiador de doble tubo, el D_{eq} es como sigue

$$D_{eq} = \frac{D_i^2 - N_t d_o^2}{N_t d_o}$$

6.3.3. Ensuciamiento y consecuencias en el diseño:

Si se prevé que ocurra ensuciamiento, es conveniente sobrediseñar el intercambiador para que este opere de manera conveniente durante el mayor tiempo posible. En general, se procura que la limpieza del intercambiador coincida con la parada de planta programada. Existen tres formas de estimar el sobrediseño adecuado:

- Mediante el factor de ensuciamiento requerido.
- El factor de limpieza.
- El porcentaje de sobrediseño del área.

Cabe señalar que para que estos métodos sean efectivos, debe tenerse un buen conocimiento del funcionamiento del sistema; ese conocimiento es de origen empírico y ha sido adquirido por el cúmulo de experiencias en plantas industriales.

- Método del factor de ensuciamiento

El uso de este método presupone que se conocen los factores de ensuciamiento esperados para el sistema en estudio, lo cual es, para la mayor parte de los casos, muy difícil de predecir. Sin embargo, si se tienen buenos estimados de los factores de ensuciamiento, en los casos en que ambas superficies se ensucien, se puede calcular un coeficiente global de transferencia de calor, U_{os} , que tome en cuenta este efecto. Entonces, el factor de ensuciamiento total R_{st} sería, de presentarse en las dos superficies,

$$R_{st} = \frac{A_o}{A_i} R_{si} + R_{so}$$

donde R_{si} y R_{so} se refieren a los factores de ensuciamiento de la superficie interna y la externa, respectivamente. El coeficiente calculado en la Ec. 15 está referido al área externa de transferencia de calor. A partir de este coeficiente, se puede calcular entonces el U_{so} requerido como

$$\frac{1}{U_{os}} = \frac{1}{U_{ol}} + R_{st}$$

El U_{os} calculado mediante las ecuaciones anteriores está referido al área externa. A partir de este valor para el coeficiente global de transferencia de calor puede calcularse el área de transferencia requerida, ya sea por el método del LMTD o del ΔT -NTU. En la Tabla 4 se encuentran algunos valores del factor de ensuciamiento para varias aplicaciones industriales.

- Método del coeficiente de limpieza

El coeficiente de limpieza CF da una idea del máximo grado de ensuciamiento permitido en el intercambiador y se define como

$$CF = \frac{U_{os}}{U_{ol}}$$

El valor típico para diseño del CF es de 0,85. Con este valor puede estimarse el factor de ensuciamiento total R_{st} a partir de la siguiente ecuación:

$$R_{st} = \frac{1 - CF}{U_{ol} CF}$$

- Método del sobrediseño del área

En este método se establece a priori el porcentaje en exceso requerido para el área de transferencia SDA, de modo que

$$A_{os} = A_{ol} \frac{(100 + SDA)}{100}$$

El SDA puede expresarse como

$$SDA = 100 \left(\frac{A_{os}}{A_{ol}} - 1 \right) = 100 U_{ol} R_{st}$$

Cabe señalar que es necesario conocer a priori el porcentaje de sobrediseño adecuado para cada aplicación; el valor típico es de 25 % de sobrediseño.

NOTA: En muchas situaciones no es posible cumplir con cada uno de estos criterios en forma simultánea ya que algunos son conflictivos. Debe escogerse entonces el criterio más adecuado según el caso.

6.3.4. Caída de presión

En este paso debe verificarse que la caída de presión, para ambos fluidos, se encuentre debajo del límite establecido. Si la caída de presión sobrepasa las limitaciones del sistema, el intercambiador no operará con la eficiencia esperada ya que la velocidad de los fluidos será inferior a lo esperado.

- La caída de presión por los tubos se calcula de acuerdo a la expresión siguiente:

$$(-\Delta P)_t = 2 f \left(\frac{L}{D} \right) \rho v^2 N_{pt} + \frac{\rho v^2}{2} K_f N_{pt}$$

donde N_{pt} se corresponde con el número de pases de tubo por la carcasa. En el segundo término, K_f es el factor de pérdidas para los retornos de flujo por los tubos; este término puede tomarse igual a 4.

La caída de presión por la carcasa puede calcularse según

$$(-\Delta P)_c = N_{pc} \frac{f G^2 (N_B + 1) D_c}{\rho D_{eq}}$$

donde N_{pc} es el número de pases por la carcasa; N_B es el número de deflectores; D_{eq} es el diámetro equivalente y G es el flujo másico por unidad de área,

$$G = \frac{\dot{m}}{A_t}$$

El área transversal de flujo puede calcularse mediante las expresiones mostradas a continuación, las cuales dependen del arreglo de tubo,

Cuadrado o triangular	Cuadrado 45°	Triangular 45°
$A_t = \frac{(P_t - d_o) B D_c}{P_t}$	$A_t = \frac{\sqrt{2} (P_t - d_o) B D_c}{P_t}$	$A_t = \frac{2 (P_t - d_o) B D_c}{\sqrt{3} P_t}$

El número de deflectores se puede estimar cuando se conocen la longitud L del intercambiador así como el espaciado entre deflectores B . Se usa entonces la ecuación siguiente:

$$N_B = \frac{L}{B} - 1$$

Cálculo del factor de fricción:

El factor de fricción de Fanning se puede estimar de forma relativamente rápida mediante la correlación de Churchill,

$$f = 2 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12}$$

donde

$$A = \left\{ 2,407 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\epsilon}{D}} \right] \right\}^{16} \text{ y } B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16}$$

€

€

6.4. MÉTODOS DE CÁLCULO PARA EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA EN LA CARCASA

La dificultad para integrar en las correlaciones obtenidas en los bancos de tubos y el flujo generado en la carcasa de un intercambiador con deflectores impulsó el desarrollo de "métodos integrales" para el cálculo de la transferencia de calor y pérdida de carga.

Destacamos este apartado porque el coeficiente de transferencia en la carcasa influye de mayor manera que cualquier otro, con lo que será el que prácticamente los limite las dimensiones del intercambiador.

Para calcularlo disponemos de los siguientes métodos.

6.4.1. El método Donohue (1949)

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor se basaba por primera vez en el área de flujo disponible. Ésta se calculaba como una media geométrica entre el área mínima de paso entre deflectores (área transversal) y el área de paso disponible en el deflector (área longitudinal).

Sin embargo, no tenía en cuenta el efecto de las diferentes configuraciones de los tubos.

Para el cálculo de la pérdida de carga se proponía la utilización de las curvas de factor de fricción obtenidas por Colburn con un factor de seguridad elevado. Por primera vez se consideró el efecto de la ventana del deflector, considerando esta ventana como un orificio con un coeficiente de descarga de 0.7.

Este método, aunque muy simple de utilizar, proporciona unos resultados poco precisos, debido básicamente, a que las correlaciones se obtuvieron con intercambiadores pequeños con geometrías nada estándares.

6.4.2. Método Tinker

Al final de los años 40, al mismo tiempo que aparecían los métodos integrales, se hacía evidente que el flujo que se establecía en carcasa era complejo y con una gran dependencia de la geometría de construcción del intercambiador.

A ello contribuyeron las primeras visualizaciones del flujo que se obtuvieron a finales de los años 40 y principios de los 50.

Se observó que solo una parte del fluido seguía el camino "correcto" a través del haz de tubos, el resto pasaba a través de áreas de fuga (entre tubo y deflector, entre deflector y carcasa y entre el haz de tubos y la carcasa).

Estas áreas de flujo son inevitables en la construcción y montaje del intercambiador y determinan los flujos que se establecen en carcasa.

Un método basado en correlaciones de flujo a través de un banco de tubos ideal o un método integral difícilmente puede incorporar toda la información de los diferentes flujos que se establecen en la carcasa y como consecuencia de ello, dependiendo del tipo de construcción, los errores al aplicar los métodos pueden variar considerablemente.

El método analítico, recibe este nombre porque en cada intercambiador se lleva a cabo un análisis del flujo establecido en la carcasa.

El primer análisis del flujo establecido en la carcasa fue realizado por Tinker (1951) que propuso el siguiente modelo de flujo.

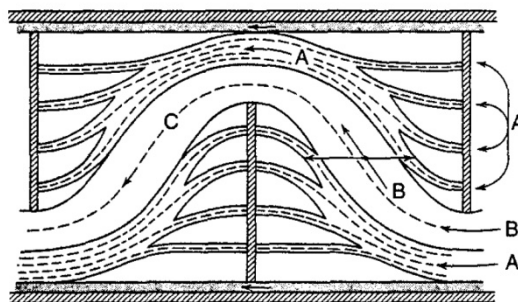


Figura.12.Distribución de corrientes Tinker

La pérdida de carga que experimenta la corriente principal (B) al pasar de un espaciado entre deflectores al siguiente actúa como fuerza impulsora para las otras corrientes forzando a parte del fluido a pasar por las áreas de fuga.

La repartición de caudales entre las diferentes corrientes dependerá de la resistencia al flujo que encuentre el fluido al pasar por cada uno de los caminos, teniendo en cuenta que la pérdida de carga ha de ser la misma para todas las corrientes.

Una vez obtenido el caudal de la corriente B se puede determinar el coeficiente de transferencia de calor aplicando una correlación de flujo cruzado en un banco de tubos ideal.

Este método suponía un gran avance en la interpretación de la aproximación a la realidad del flujo establecido en la carcasa; sin embargo, paso desapercibido por la gran dificultad de cálculo que entrañaba teniendo en cuenta las posibilidades de computación de la época., ya que el proceso de cálculo era un proceso iterativo muy laborioso para realizarlo a mano.

No fue hasta principios de los años 70, con la posibilidad de utilizar ordenadores personales para realizar los cálculos, que se pudo aprovechar el potencial del método desarrollado por Tinker.

6.4.3. El método Kern (1950)

Este método ha sido adoptado como un estándar por la industria durante muchos años.

Las correlaciones para el cálculo de la transferencia de calor y la pérdida de carga se obtuvieron de intercambiadores estándar con un corte de deflector del 25 % (una decisión acertada porque en la mayoría de los casos es el mejor diseño).

La predicción de la transferencia de calor varía entre ligeramente insegura (valor superior al real) y muy segura (valor inferior al real). Mientras que las predicciones de la pérdida de carga se sitúan en el lado de seguridad con errores superiores al 100 %.

En régimen laminar, los errores todavía son grandes debido a la poca información disponible en el momento que se elaboró el método.

Si bien los resultados obtenidos por el método Kern no presentaron una gran mejora respecto a las correlaciones existentes, el mérito del éxito obtenido se

encuentra en el hecho de haber presentado un método global de diseño, presentando además varios ejemplos de cálculo.

Es evidente que no puede ser utilizado como un método de diseño porque la sobrestimación de la pérdida de carga puede llevar a diseños conservadores, con una gran separación de deflectores o con diámetros de carcasa superiores, y por consiguiente con coeficientes de transferencia de calor bajos. Sin embargo, todavía se sigue utilizando en la industria para comprobar el funcionamiento térmico de los intercambiadores.

6.4.4. Método de Bell-Delaware

El método Bell-Delaware propone calcular el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa utilizando las correlaciones obtenidas para flujo en un banco de tubos considerando que todo el caudal que circula por la carcasa atraviesa el banco de tubos.

Posteriormente este coeficiente ideal de flujo cruzado se corrige por una serie de factores para tener en cuenta las fugas que se producen.

La pérdida de carga en el lado de la carcasa se calcula como suma de las pérdidas de carga para flujo cruzado ideal y de la pérdida de carga en la zona de la ventana. Los errores de este método pueden ser del 40 % en pérdida de carga y normalmente predicen pérdidas de carga mayores a las reales. El error en el coeficiente de transferencia de calor es alrededor del 25%.

La diferencia con respecto al método analítico propuesto por Tinker reside en que no establece interacción entre los efectos de las corrientes de fuga.

Con el desarrollo y la extensión de los ordenadores se desarrollaron los primeros programas de cálculo de intercambiadores que se basaron en el método analítico propuesto por Tinker conocido como "análisis de corrientes". En los cálculos realizados a mano se continuó y continúa utilizando el método de Bell-Delaware.

No obstante, Willis y Johnston (1984) propusieron una vía alternativa, intermedia entre los dos métodos, presentando una versión simplificada del método de análisis de corrientes.

Este método, adoptado por Engineering Sciences Data Unit (1983), propone que ciertos coeficientes característicos del método relacionados con la resistencia al flujo son constantes e independientes del caudal, es decir, solo dependen de la geometría del sistema.

Este último método con respecto al método de Bell-Delaware presenta una mayor aproximación a la realidad respecto a la interacción entre las corrientes. Aunque el proceso de cálculo es más laborioso por las necesarias iteraciones, por un lado esto se ve compensado por la presentación de los coeficientes mediante ecuaciones, lo cual permite la completa programación del método. Por otro lado el proceso de iteración no presenta ninguna dificultad si se utiliza un programa de cálculo.

El método Kern es recomendable solo para proporcionar un estimado o valores de inicio para una iteración con otro método, que pudiera ser el Bell-Delaware o el Wills-Johnson el cual es más preciso y solo requiere poco cálculos adicionales.

El uso del software especializado ayuda en gran medida a mejorar los procesos de diseño de los intercambiadores de calor en todas sus etapas, sobre todos cuando se necesita realizar cálculos iterativos, proporcionando además de mayor precisión, un tiempo de cálculo en el proceso de diseño mucho más corto.

Paralelamente, estos métodos de cálculo se van alimentando de las nuevas correlaciones desarrolladas por los investigadores, cuyo trabajo, a su vez, es facilitado por las ventajas computacionales de la actualidad.

6.5. DETERMINACIÓN DEL FLUJO DE LOS FLUIDOS

Realmente la determinación del lado en que un fluido pasa por el intercambiador es un problema complejo. No existen reglas fijas para determinar el lado del intercambiador por el cual se debe pasar un fluido. Cada caso es diferente y las condiciones particulares asociadas con el caso determinan su selección. Las consideraciones importantes con respecto a este problema son: la caída de presión permisible, tasa de transferencias de calor, diferencia de presión, limpieza, tendencia a la corrosión, volumen del fluido y viscosidad.

Con tantos factores a considerar, es fácil imaginar que a veces hay bastantes dudas sobre el factor más importante que se usará para determinar por qué lado del intercambiador se pasará el fluido. La decisión final es a veces tan difícil que existe mucha duda sobre si es la correcta. La operación del intercambiador dictará si es necesario el cambio de la ruta del fluido de un lado a otro.

Los siguientes breves comentarios servirán como una guía en la determinación del lado del flujo de un fluido en un intercambiador de calor:

- Fluidos a altas presiones: se deben pasar por dentro de los tubos, porque los tubos con diámetro menor involucran relativamente altas presiones para sostener la misma presión en un tubo con diámetro pequeño, este necesita una pared de menos espesor que un tubo con diámetro grande. Si la presión del fluido en el casco excede 125 a 150 Lbs/pulg² se requiere un casco especial, resultando mucho más caro.
- Fluidos sucios: deben fluir por los tubos, si se formaran depósitos de suciedades sería necesaria la limpieza de los tubos (con tal que el intercambiador tenga tubos que sean fáciles de limpiar). Es más fácil limpiar un tubo que un casco si el depósito de suciedad es adherente y duro. Cuando el fluido contiene grandes cantidades de carbón o sedimentos pesados, es mejor pasarlos a través del casco para que haya espacio adecuado para la acumulación de escombros. La construcción de este intercambiador debe permitir el acceso fácil al lado del casco para limpiarlo. En el caso de que el intercambiador tenga tubos que no sean fáciles de

limpiar, como un haz de tubo tipo “U” es, necesario pasar el fluido sucio por el lado del casco.

- Fluidos corrosivos: se deben pasar por los tubos, porque normalmente los tubos son más fáciles de limpiar. Es más barato reemplazar un tubo resistente a la corrosión que un casco con resistencia a la misma.
- Debido a que el agua es un fluido que forma incrustaciones, se pasa por los tubos.
- Fluidos con volúmenes grandes, como vapores se pasan por el casco para que la velocidad y pérdida de presión no sean excesivas. En algunas ocasiones fluidos con volúmenes pequeños, como líquidos son pasados por el casco cuando el uso de desviadores en el intercambiador se puede producir un alta ratio de transferencia de calor sin producir pérdida de presión excesiva.
- Si se requiere una pérdida de presión pequeña a través del intercambiador, se debe pasar éste fluido por el lado del casco. El casco tiene una superficie transversal libre más grande para el paso de fluido. En los intercambiadores de tubos con aletas, los fluidos con coeficiente de transferencia de calor bajo se pasan por el casco, donde la mayor superficie de las aletas mejora la transferencia de calor.
- Para una mejor recuperación de calor, se debe pasar el fluido más caliente por los tubos para disminuir la pérdida de calor al ambiente. Esto no se aplica para los equipos con aislamiento adecuado.
- Vapores que contienen gases incondensables se deben pasar por los tubos para evitar la acumulación de los gases en áreas estancadas del equipo, resultando en bajos ratios de transferencia de calor.

6.6. RENDIMIENTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

En el diseño del equipo para el traspaso de calor debemos establecer haber modos para evaluar el rendimiento de cada equipo. En el trabajo de traspaso de calor, el factor para evaluación del rendimiento se llama “coeficiente total de traspaso de calor”. Este indica la cantidad de calor que un intercambiador transfiere durante un periodo de tiempo a través de la superficie para el traspaso de calor y con cierta diferencia de temperatura entre el fluido frío. Este factor se designa como “U” y la unidad de medida es la caloría por hora, por centímetro cuadrado de superficie y por la diferencia de temperatura en grados centígrados ($\text{cal/hora/cm}^2/^{\circ}\text{C}$).

6.7. DESCRIPCIÓN DEL CÁLCULO

Como soporte para el programa de cálculo de intercambiadores he empleado el programa Microsoft Office Excel. Otro tipo de programas de cálculo o de resolución de ecuaciones podría haber sido más eficiente pero al tratarse de un proyecto para una empresa he decidido en hacerlo en un soporte mas estándar para no tener problemas a la hora de utilizarlo.

A continuación explico el proceso que hay que seguir para el cálculo de un intercambiador con el programa.

6.7.1. Introducción de datos

Para poder obtener los resultados de un intercambiador tenemos que introducir a mano en cada una de las casillas indicadas lo que nos pide.

Tenemos tres tipos de introducción de datos:

- Datos a introducir por el usuario: En este campo agrupamos todos aquellos datos que el usuario tiene que introducir manualmente.

Ejemplo: el caudal de cada uno de los fluidos o las temperaturas de entrada de ambos.

En la tabla "INTRODUCCIÓN DE DATOS", estos datos se encuentran establecidos en recuadro naranja.

- Datos a seleccionar de listas: Son datos que ya están introducidos dentro del programa. Los elegiremos a través de listas desplegables. Su objetivo es limitar el programa, ya que para realizar cálculos internos se basan en tablas ya introducidas y rangos limitados. Ejemplo: El diámetro de los tubos o de la carcasa.

En la tabla "INTRODUCCIÓN DE DATOS" estos datos aparecerán incluidos en el recuadro violeta.

- Datos automáticos: Son aquellos datos que aparecerán automáticamente al introducir otros, es decir, no es necesario que el usuario los introduzca o seleccione.

Ejemplo: al seleccionar el tipo de aceite de la lista desplegable, el programa seleccionará automáticamente los datos que corresponden a ese aceite.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
1											
2	INTRODUCCIÓN DE DATOS										
3											
4											
5	DATOS Y PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS					DATOS DIMENSIONALES					
6	AGUA					TIPO DE ARREGLO					
7	CAUDAL	80	Kg/h			NUMERO DE PASOS AGUA				4	
8	Tº ENTRADA	32	ºC			DIAMETRO EXTERIOR DE LOS TUBOS				0,75 in	
9	VISCOSIDAD DINAMICA	0,8	cp			ESPESOR DEL TUBO				1 mm	
10	CAPACIDAD CALORIFICA	4190	J/Kg*K			SEPARACIÓN DE LOS TUBOS				1 in	
11	CONDUCTIVIDAD	0,522	Kcal/h*m*ºC			DIAMETRO INTERIOR DE LA CORAZA				12 in	
12	DENSIDAD	997,25	Kg/m3			ESPESOR DE LA CORAZA				5 mm	
13	ACEITE					ESPACIADO ENTRE DEFLECTORES					100 mm
14	CAUDAL	63,2	Kg/h			ESPACIADO INICIAL ENTRE DEFLECTORES				135 mm	
15	Tº ENTRADA	63,5	ºC			ESPACIADO FINAL ENTRE DEFLECTORES				135 mm	
16	Tº SALIDA	45	ºC			% DE CORTE DE LOS DEFLECTORES				0,25 %	
17	TIPO DE ACEITE	Mobil Vacuoline 525					CONEXIÓN ENTRADA AGUA				1 in
18	VISCOSIDAD DINAMICA	105,08	cp			CONEXIÓN SALIDA AGUA				1 in	
19	CAPACIDAD CALORIFICA	1920,8	J/Kg*K			CONEXIÓN ENTRADA ACEITE				1 in	
20	CONDUCTIVIDAD	0,1306	Kcal/h*m*ºC			CONEXIÓN SALIDA ACEITE				1 in	
21	DENSIDAD	867,4	Kg/m3			CONEXIÓN VENDEO				1/2 in	
22						CONEXIÓN DRENAJE					1/2 in
23	MATERIALES										
24	Tubos:	AISI304									
25	Carcasa:	AISI304									
26	Cabezal carcasa:	AISI304									
27	Distribuidor:	AISI304									
28	Tapa ditribuidor:	AISI304									
29	Placa tubular fija:	AISI304									
30	Placa tubular flotante:	AISI304									
31	Cabezal flotante:	AISI304									
32	Placas deflectoras (bufles):	AISI304									
33	Juntas	VITON									
34											
35											

Figura.13

Datos a introducir por el usuario:

- Caudal de agua
- Temperatura de entrada del agua
- Caudal de aceite
- Temperatura de entrada del aceite
- Temperatura de salida del aceite
- Espesor del tubo
- Espesor de la coraza
- Espaciado entre deflectores
- Espaciado inicial y final entre deflectores
- Porcentaje de corte de los deflectores

Datos a seleccionar de listas:

- Tipo de aceite
- Tipo de arreglo de los tubos
- Número de pasos de agua
- Diámetro exterior de los tubos
- Separación entre centros de tubos
- Diámetro interior de la coraza
- Material de los tubos
- Material de la carcasa
- Material del cabezal de la carcasa
- Material del distribuidor
- Material de la tapa del distribuidor
- Material de la placa tubular fija
- Material de la placa tubular flotante
- Material de los deflectores

6.7.2. Salida de datos

Una vez introducidos o seleccionados todos los datos anteriormente mencionados, el programa calculará los resultados y los trasladará a la hoja "HOJA DE RESULTADOS", donde será posible visualizarlos de una manera ordenada.

Los resultados obtenidos a partir de todos los datos introducidos son los siguientes:

- Longitud de los tubos del intercambiador
- Área de intercambio
- Número de deflectores necesarios
- Caída de presión en la carcasa
- Caída de presión en los tubos
- Coeficiente de transferencia de calor en servicio
- Coeficiente de transferencia de calor limpio
- Calor intercambiado

Figura.14

6.7.3. Proceso detallado de las operaciones realizadas

Más adelante tendremos que tener cuidado con el signo del calor intercambiado dependiendo si lo calculamos en el lado de la coraza, que cederá calor, o si lo calculamos en el lado de los tubos que absorberá calor y por lo tanto será positivo.

6.7.3.2. Cálculo de la temperatura de salida del agua

Se calcula la temperatura de salida del agua, relacionando la misma fórmula que para el cálculo del calor intercambiado pero con los datos del agua y el calor obtenido anteriormente ya que el calor que cederá el aceite será el que absorban los tubos.

$$t_2 = t_1 - \frac{Q}{F \cdot C_{pt}}$$

6.7.3.3. *Calculo temperatura media logarítmica*

Una vez obtenidas las temperaturas de entrada y de salida de ambos fluidos, podemos calcular la temperatura media logarítmica.

$$LMTD = \frac{T_1 - t_2 - (t_2 - t_1)}{\ln \left[\frac{t_1 - t_2}{t_2 - t_1} \right]}$$

Una vez obtenida la temperatura media logarítmica, calculamos su factor de corrección entrando a la tabla con las razones de corrección P y R. Con esto calculamos el factor de corrección F.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{t_1 - t_1} \quad R = \frac{t_1 - t_2}{t_2 - t_1}$$

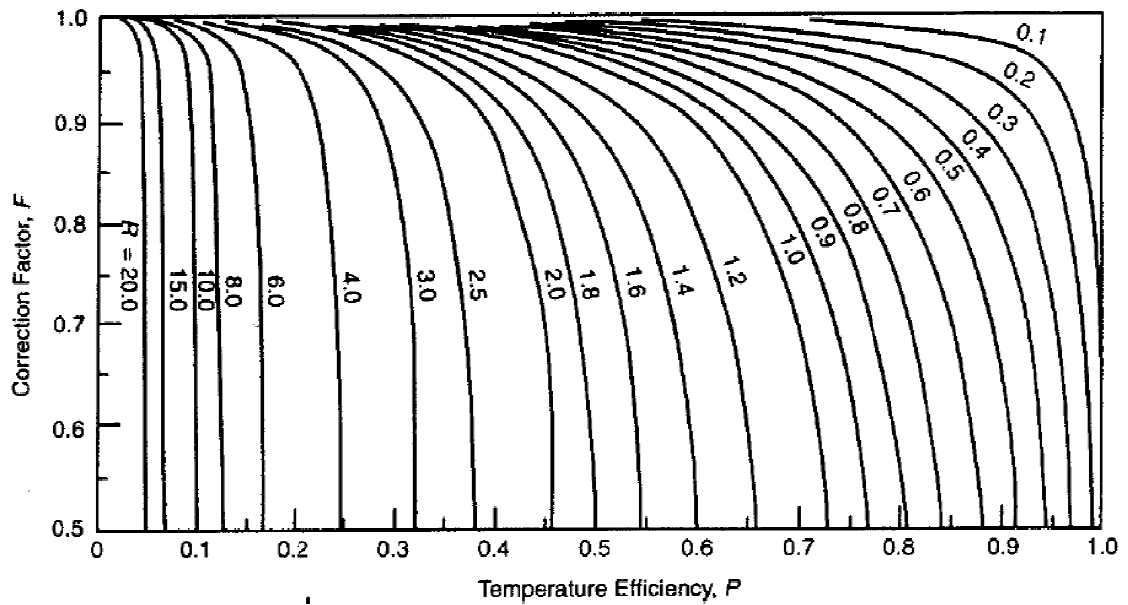


Figura.15

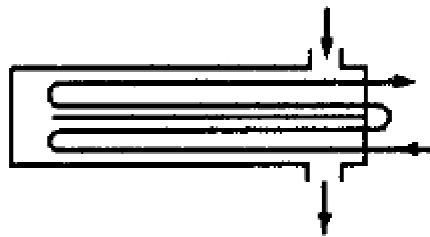


Figura.16

Como consecuencia de la complejidad de introducir este tipo de tablas en el programa, he seleccionado una fórmula que aproxima el resultado relacionando los parámetros R y P.

$$F = \left[\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \right] \cdot \left[\frac{\ln \left(\frac{1 - P}{1 - R \cdot P} \right)}{\ln \left(\frac{2 - P \cdot R + 1 - \sqrt{R^2 + 1}}{2 - P \cdot R + 1 + \sqrt{R^2 + 1}} \right)} \right]$$

Una vez calculado el factor de corrección F, corregimos la temperatura media logarítmica calculada anteriormente.

$$FLMTD = F \cdot LMTD$$

6.7.3.4. Cálculo del coeficiente de transferencia en la carcasa por el método de Bell-Delaware

Como cálculos previos al coeficiente de transferencia ideal de la carcasa se calculan las áreas de flujo que tendrá el aceite en su paso entre los tubos y el número de Reynolds en el lado de la carcasa.

En el cálculo de las áreas de flujo relacionamos las dimensiones de paso que tiene el fluido por cada uno de los pasos que realizara entre deflectores. Estos valores son: el espaciado entre deflectores, el diámetro exterior de los tubos, el diámetro exterior de la carcasa y la separación entre tubos.

$$A_s = \left[d_i - \frac{d_i}{SL} \cdot d_e \right] \cdot B$$

Para el cálculo del número de Reynolds en la carcasa utilizaremos el caudal de fluido que circula por la carcasa, su viscosidad, el diámetro exterior de los tubos y el área de flujo calculada anteriormente. Todo ello lo relacionamos en la siguiente expresión.

$$Rec = \frac{d_e \cdot F}{\mu_c \cdot A_s}$$

A la hora de realizar el cálculo del coeficiente de transferencia primero calcularemos el coeficiente de transferencia ideal y luego lo multiplicaremos por el factor de corrección. Podemos tomar ese valor de corrección como 0.6, pero en este caso vamos a calcularlo para que los cálculos sean lo más

exactos posibles ya que estamos trabajando con métodos de cálculo empíricos.

Para el cálculo del coeficiente ideal de transferencia necesitamos calcular un factor de corrección "j" para el espaciado de los deflectores y su corte. Este factor comúnmente lo obtenemos de *Figura.17*, a la que entramos con los datos que calcularemos a continuación, factor a y b.

Factor a:

$$a = \frac{a^3}{1 + 0,14 \cdot \text{Rec}^{a^4}}$$

Factor b:

$$B = \frac{b^3}{1 + 0,14 \cdot \text{Rec}^{b^4}}$$

Introduciendo los factores a y b en la siguiente tabla obtenemos el factor de corrección j.

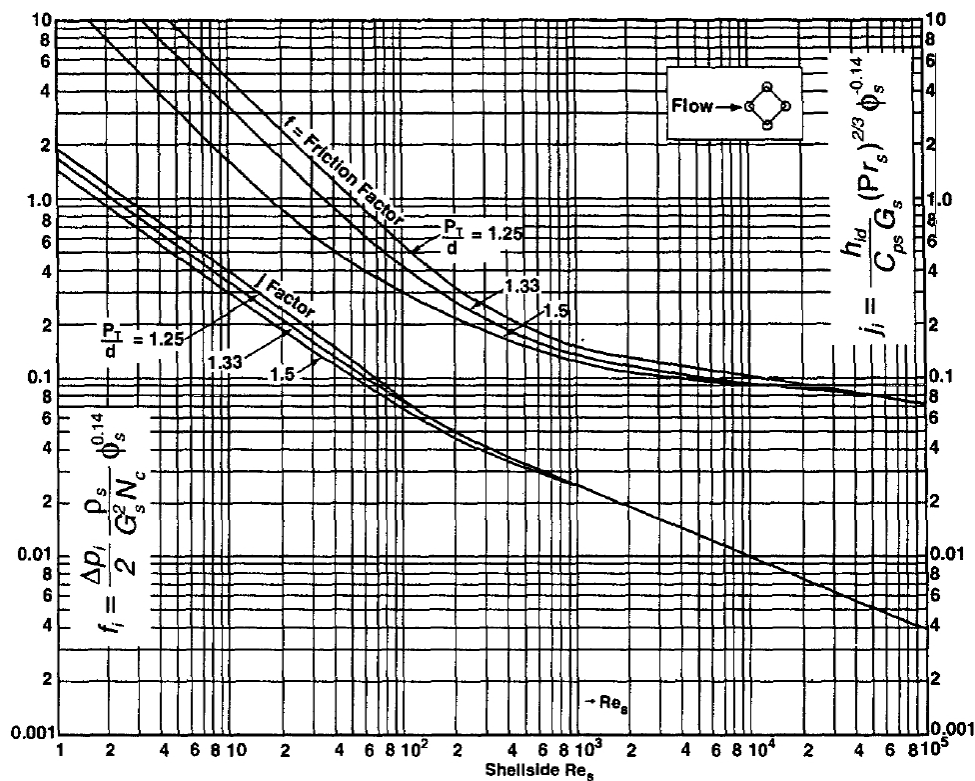


Figura.17

Podemos calcular también el factor "j" con la siguiente fórmula, que extraemos de la gráfica, con lo cual el valor "j" será más preciso.

$$j = a1 \cdot \frac{1,33}{\frac{pt}{de}} \cdot Rec^{a2}$$

Aprovechando que hemos calculado los factores a y b calcularemos también el factor de fricción "fi" que nos será útil más adelante para el cálculo de la pérdida de carga. Para su cálculo procederemos de la misma forma que para el factor "j".

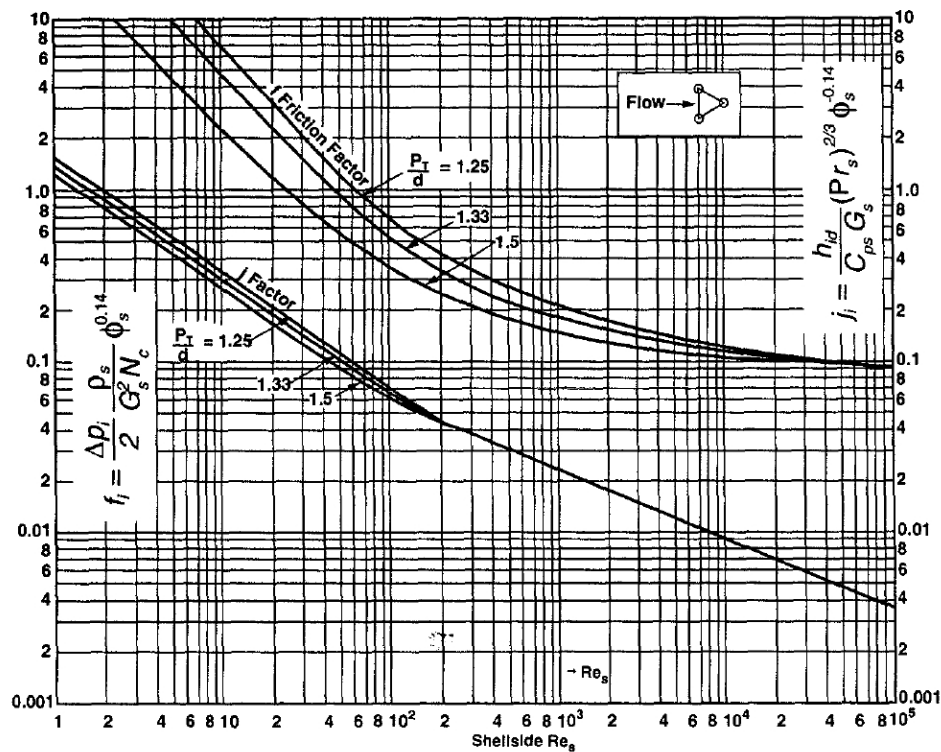


Figura.18

$$f_i = b1 \cdot \frac{1,33}{\frac{pt}{de}} \cdot Rec^{b2}$$

Una vez obtenidos todos los datos necesarios calculamos el coeficiente de transferencia ideal de la carcasa con la siguiente ecuación donde j es el factor que acabamos de calcular, A_s es el área de flujo entre dos deflectores, F es el caudal de fluido y el resto de términos son datos termodinámicos que cogemos directamente de tablas.

$$h_{id} = j \cdot C_{pc} \cdot \frac{F}{A_s} \cdot \left[\frac{k_c}{C_{pc} \cdot u_c} \right]^{(2/3)} \cdot \left[\frac{u_s}{u_{sw}} \right]^{0,14}$$

El paso siguiente será obtener el coeficiente de transferencia en la carcasa corregido. Para ello necesitamos el coeficiente de corrección que calcularemos multiplicando cada uno de los coeficientes que hallaremos a continuación, para después multiplicarlo por el coeficiente ideal de transferencia obtenido anteriormente.

Calculo de cada uno de los parámetros de corrección:

- Coeficiente de película del banco ideal (j_i).

Con este factor de corrección suponemos que no se va a formar una película ideal en las superficies de rozamiento con lo cual la pérdida de carga aumentara.

$$j_i = a \cdot \left[\frac{1,33}{\frac{pt}{Do}} \right]^a \cdot Re^{a2}$$

- Corrección por número de hileras de tubos (j_r)

Este factor dependerá del número de Reynolds, si es mayor de 100 el valor de j_r será de 1. Por el contrario si es menor de 100 lo calcularemos de la siguiente forma.

$$j_r = \left[\frac{Nc}{10} \right]^{-0,18}$$

Donde Nc es el número de hileras de tubos entre deflectores consecutivos.

$$N_c = \frac{d_i \cdot \left[1 - 2 \cdot \frac{L}{d_i} \right]}{p_t}$$

- Corrección por By-pass (jb)

Aplicamos esta corrección para corregir los efectos que puede tener el by-pass al pasar el fluido por espacios que puedan quedar entre los tubos y los deflectores. Para un valor pequeño de espaciado podemos tomar un valor de 0.9. Si tomamos peores calidades de ajuste, es decir, más espacio entre tubos y deflectores, podemos tomar un valor en torno a 0.7.

Para nuestro caso lo calcularemos con las siguientes expresiones para obtener un valor más exacto.

$$F_b = \frac{(D_s - D_{otl}) \cdot l_s}{S_m}$$

$$j_b = \exp \left[-a \cdot F_b \cdot \left(1 - \left[\frac{2 \cdot N_s}{N_c} \right]^{(1/3)} \right) \right]$$

El valor de α dependerá de si el flujo es laminar o turbulento:

Flujo laminar: $\alpha=1.5$

Flujo turbulento: $\alpha=1.35$

- Corrección por flujo en la ventana (jc)

Aplicamos este factor las corregir el flujo del fluido por la ventana. Al calcularlo idealmente suponemos que la ventana está totalmente libre, pero en realidad hay un banco de tubos que limita el paso del fluido.

$F_c = (\text{n}^\circ \text{ de tubos en flujo cruzado} / \text{n}^\circ \text{ total de tubos})$

$$j_c = 1 - \left[\frac{1 - F_c}{2} \right] + 0,524 \cdot \left[\frac{1 - F_c}{2} \right]^{0,32}$$

- Corrección por fugas (j_l)

Cuando calculamos cualquier equipo que trabaje con fluidos tenemos que tener en cuenta que el fluido no va a ir por el camino que nosotros queramos sino por el camino más fácil. Con esto suponemos que dentro del intercambiador se pueden producir fugas de fluido.

Al hablar de fugas de fluido no nos referimos a que ambos fluidos se puedan mezclar, sino a que alguno de los dos fluidos pueda tomar caminos alternativos. Calcularemos las fugas que puede sufrir el agua al hacer el cambio de sentido debido a un mal ajuste de las juntas, falta de apriete o defectos en alguna de las piezas.

Por otro lado calculamos también el factor de corrección a aplicar por las fugas en el lado del aceite en su paso a través de los deflectores.

En este caso el fluido puede pasar entre los pequeños espacios que quedan entre los tubos y los agujeros de los deflectores.

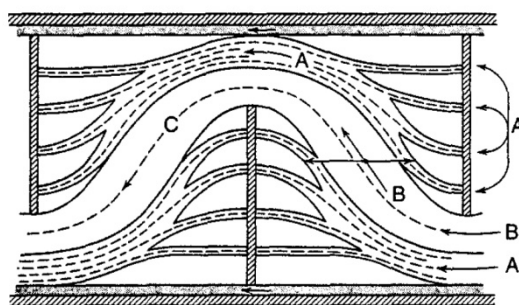


Figura.19

$$ST = 0,0245 \cdot Do \cdot Nt \cdot (1 + Fc)$$

$$Ss = \frac{Ds \cdot Ds}{2} \cdot \left[\pi - \cos \left(1 - 2 \cdot \frac{Lc}{Ds} \right) \right]$$

$$jl = 1 + \left[0,45 \cdot \frac{SL}{Sm} + 0,1 \cdot \left(1 - \exp \left[-30 \cdot \frac{SL}{Sm} \right] \right) \right] \cdot \left[\frac{ST + 2 \cdot Ss}{ST + Ss} \right]$$

Una vez calculados cada uno de los factores de corrección que tenemos que aplicar para el cálculo del coeficiente de transferencia de la carcasa los multiplicamos todos entre sí y lo multiplicamos por el coeficiente ideal calculado anteriormente.

$$ho = hi \cdot jr \cdot jb \cdot jl \cdot jc$$

6.7.3.5. Cálculo del coeficiente de transferencia en los tubos por la correlación de Petukhov-Kirillov

Primero de todo para poder calcular esta correlación necesitamos conocer el número de Nusselt, el cual obtenemos a partir del número de Reynolds en los tubos. Para el cálculo del número de Reynolds en los tubos es necesario conocer la velocidad que va a llevar el agua en los tubos. Para ello relacionamos el flujo de fluido que va a ir por el tubo con el diámetro del tubo. ($p=p$) ($u=\mu$).

$$V_{mt} = \frac{F}{\rho_t \cdot \pi \cdot \left[\frac{d_i}{2} \right]^2}$$

Con la velocidad del fluido a través de los tubos, su densidad y su viscosidad dinámica calculamos el número de Reynolds.

$$Re_t = \frac{\rho_t \cdot V_{mt} \cdot d_i}{\mu}$$

Para calcular el número de Nusselt, se relaciona el número de Reynolds, el número de Prandtl y el caudal de agua que circula por los tubos. Todo ello se incluye en la siguiente expresión de la correlación.

$$Nu_t = \frac{\frac{F}{2} \cdot Re_t \cdot Pr_t}{1,07 + 12,7 \cdot \left[\frac{F}{2} \right]^{(1/2)} \cdot (Pr_t^{(1/2)} - 1)}$$

Por último se procede al cálculo del coeficiente de transferencia en los tubos. Para ello utilizamos el diámetro interior de los tubos y la conductividad del material.

$$h_i = Nu_t \cdot \frac{k}{d_i}$$

Para este método, al contrario que para el de Bell-Delaware en la carcasa, no hace falta factor de corrección, ya que al tratarse de una circulación del agua por tubos sin obstrucciones y, suponemos que sin fugas, no es necesario.

6.7.3.6. Coeficiente de transferencia total del intercambiador

Calculamos el coeficiente de transferencia total del intercambiador, es decir, de la superficie limpia.

Para llevarlo a cabo, se relacionan los coeficientes calculados anteriormente, tanto en la parte interior por el método de Petukhov-Kirillov como en la parte exterior por el método de Bell-Delaware, con los diámetros interiores y exteriores de los tubos y con el coeficiente de transferencia del material con el que están fabricados los tubos.

Introduciendo estos datos en la siguiente expresión obtenemos el coeficiente de transferencia total del intercambiador, siempre y cuando permanezca en condiciones óptimas de limpieza.

$$uc = \frac{1}{\frac{1}{hc} + \frac{1}{hi} \cdot \frac{de}{di} + \frac{\frac{de}{2} \cdot \ln \left[\frac{\frac{de}{2}}{\frac{di}{2}} \right]}{K}}$$

Una vez que el intercambiador comienza a usarse, poco a poco se irá ensuciendo la parte interior de los tubos debido a las impurezas que pueda llevar el agua que circula por ellos.

Recalcularemos el coeficiente de transferencia total del intercambiador aplicando un factor de ensuciamiento del agua. Este valor lo obtenemos de tablas de características del agua.

$$Uf = \frac{1}{\frac{1}{uc} + Rft}$$

6.7.3.7. Cálculo del área de intercambio

Una vez que conocemos el coeficiente de transferencia total, calculamos el área de intercambio de calor que tendrá el intercambiador.

Para ello introducimos en la siguiente relación el calor total intercambiado, la temperatura media logarítmica corregida y el coeficiente de transferencia cuando el intercambiador está sucio ya que va a ser el más desfavorable.

$$A_f = \frac{Q}{U_f \cdot FLMTD}$$

6.7.3.8. Cálculo de la longitud del intercambiador

Conociendo el área total de intercambio, calcularemos la longitud del intercambiador. Para ello necesitamos el diámetro exterior de los tubos y el número de tubos del intercambiador.

Este número de tubos lo extrae el programa de tablas dependiendo de los parámetros de entrada que se le hayan introducido al intercambiador: diámetro de los tubos, separación entre los tubos, distribución de los tubos y número de pasos del agua por el intercambiador.

$$L = \frac{A_f}{N_t \cdot \pi \cdot d_e}$$

6.7.3.9. Caída de presión en la coraza. Método Bell-Delaware

La caída de presión en la coraza dependerá del número de tubos por los que tenga que pasar el fluido y de la separación y tamaño de los deflectores ($p=\rho$) ($u=\mu$).

La particularidad de este método es que calcula la caída de presión en distintas partes del intercambiador y luego las relaciona entre sí para dar una caída de presión total.

En el siguiente esquema vemos cada una de las partes:

- a) Entrada-Salida
- b) Parte interna
- c) Ventanas

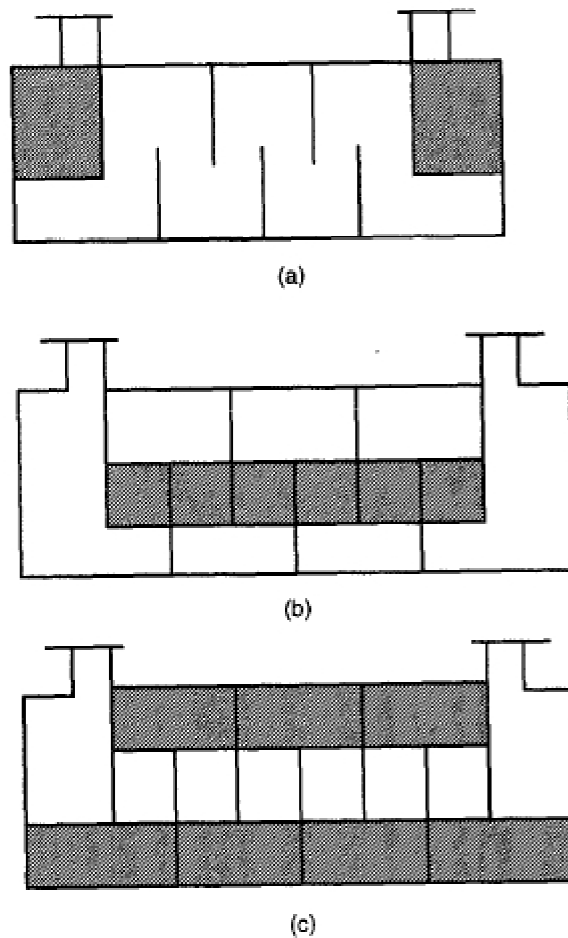


Figura.20

Para el cálculo de la pérdida de carga primero calculamos el área de paso que tiene cada deflector y el número de Reinods de la coraza.

En este caso ambos datos han sido calculados anteriormente.

Se procede con el cálculo del número de filas por las que circulará el fluido a través de la siguiente relación entre sus diámetros, su longitud y la separación entre ellos.

$$N_c = \frac{d_i \cdot \left[1 - 2 \cdot \frac{L_c}{d_i} \right]}{p_t}$$

Con la siguiente expresión calculamos la caída de presión en la las ventanas de flujo.

$$\Delta p_{bi} = 4 \cdot f_i \cdot \frac{G_s^2}{2 \cdot p_c} \cdot \left[\frac{u_c}{u_{cw}} \right]^{0,14}$$

Para el cálculo de la caída de presión en la parte interna es necesario conocer el número de deflectores que va a llevar nuestro intercambiador. El número de deflectores queda delimitado por parámetros de diseño.

$$N_b = \frac{L - (L_{si} + L_{so})}{B}$$

Una vez conocido el número de deflectores, es posible calcular la caída de presión total debido a que en la zona de las entradas y salidas despreciaremos la pérdida de carga ya que es prácticamente nula.

$$A_{pc} = A_{pbi} \cdot (N_b - 1) \cdot R_{lc} \cdot R_b$$

6.7.3.10. Caída de presión en los tubos

La caída de presión en los tubos se calculará conociendo el número de tubos, el número de pasos y la longitud de los mismos.

También debe tenerse en cuenta el coeficiente de ensuciamiento del agua para el cálculo, ya que cuando el intercambiador se ensucie aumentará su pérdida de carga.

$$A_{pt} = 4 \cdot F \cdot \frac{L \cdot N_p}{d_i} \cdot \frac{U_m^2}{2}$$

6.7.4. Nomenclatura

f:caudal agua

F:caudal aceite

t1: temperatura entrada agua

t2:temperatura salida agua

T1:temperatura entrada aceite

T2:temperatura salida aceite

μ_t : viscosidad dinámica agua

μ_c : viscosidad dinámica aceite

C_{pt}: Capacidad calorífica agua

C_{pc}: Capacidad calorífica aceite

k_t: Conductividad agua

k_c: Conductividad aceite

ρ_t : Densidad del agua

ρ_c : Densidad aceite

Pr_t: Prandlt tubos

Pr_c: Prandlt coraza

T,C,CR: Tipo de arreglo
NT: Numero de tubos
NPT: Numero de pasos por el lado de los tubos
LT: Longitud de los tubos
de: Diametro exterior de los tubos
e: Espesor del tubo
di: Diametro interior de los tubos
PT: Separación entre centros de tubos (Pitch)
C: Separacion de los tubos
Lc: % corte de los buflés
B: Espacio central entre buflés
Lsi: Espacio inicial entre buflés
Lso: Espacio final entre buflés
Nb: Número de buflés
De: Diametro exterior de la coraza
Di: Diámetro interior de la coraza
Ec: Espesor de la coraza
Kmat: Conductividad material
LMTD: temperatura media logarítmica
R: razones de corrección LMTD
P: razones de corrección LMTD
F: Factor de corrección LMTD
FLMTD: LMTD corregida
t: temperatura media agua
T: Temperatura media aceite
Q: Velocidad de transferencia de calor
Vmt: velocidad media agua
Vmc: velocidad media aceite
Vmaxc: velocidad máxima aceite
ht: Coeficiente de transferencia del agua
hc: Coeficiente de transferencia del aceite
Ret: Reynolds tubos
Rec: Reynolds coraza
Nut: Nusselt tubos
Nuc: Nusselt coraza
NucF: Nusselt coraza con factor de corrección

Ate: Área exterior del tubo

Ati: Área interior del tubo

U: coeficiente global de transmisión de calor

6.8. VALIDACIÓN DE LA HERRAMIENTA

La validación del programa de cálculo realizado ha sido realizada a través de la comparación de intercambiadores comerciales reales con el programa, introduciendo en este los mismos parámetros.

Los resultados obtenidos son satisfactorios ya que la diferencia de longitud entre los intercambiadores comerciales y los que hemos calculado con el programa nos aportan un porcentaje de error menor del 8%. Teniendo en cuenta que al trabajar con métodos empíricos que ya nos aportan errores entre el 10 y el 15% podemos decir que el programa funciona adecuadamente.

Esta validación ha sido realizada por técnicos de la empresa a la que va dirigida el proyecto, quedando conformes con el funcionamiento del programa y el diseño elegido pasando ya un primer modelo de intercambiador a fabricación para posteriormente realizar una validación mediante la prueba real del intercambiador.

7.CONCLUSIONES

Como conclusiones al proyecto decir que todos los problemas que se habían planteado han sido resueltos satisfactoriamente aunque no con los métodos planteados al principio.

El programa de cálculo es muy fiable ya que como he citado en el apartado de validación nos produce errores menores de un 8% respecto a intercambiadores de calor comerciales. Este error es aceptable ya que al tratarse de cálculos experimentales estamos trabajando en torno a un 10% de error.

En la parte de diseño, para posteriores mejoras del proyecto, se pueden aplicar algunos cambios para que cada una de las piezas tenga un carácter más estándar.

Como mejoras al proyecto podríamos añadir un programa de optimización para reducir los costes de fabricación.

Al tratarse de un proyecto destinado a una empresa, y cuyo objetivo es su fabricación, posteriormente al proyecto se van a realizar algunas mejoras en los apartados citados anteriormente para mejorar el proceso de fabricación.

A nivel personal, he encontrado gratificante desarrollar este trabajo por tres razones:

- La posibilidad de poner en práctica muchos de los conocimientos aprendidos a lo largo de la carrera a la hora de desarrollar el trabajo. Estos conocimientos son aquellos que en el trabajo a veces aplicamos de manera inconsciente, pero que después de haberlos estudiado, comprendemos la verdadera dimensión y complejidad de todo lo que envuelve a un proyecto.
- La posibilidad de conocer a fondo la actividad de una empresa real y ayudar de manera directa a sus investigaciones y procesos de innovación.
- La posibilidad de estudiar un campo en continuo desarrollo en la industria actual y con diversos tipos de aplicaciones destinadas a industrias muy diversas.

8. BIBLIOGRAFÍA

LIBROS Y MANUALES

- Sadik Kakac - Heat Exchangers - Selection Rating and Thermal Design
- Mechanical-Engineers-Data-Handbook
- Termodinámica Aplicada, Editorial McGraw - Hill,
- Transferencia de calor - Yunus A. Cengel

ARCHIVOS DE PAGINAS WEB

- http://web.usal.es/~tonidm/DEI_07_comp.pdf
- <http://www.uco.es/~p32sebej/Energ%C3%A9tica/Intercambiadores%20de%20calor.pdf>
- <http://www.slideshare.net/mahulig/tema-4-intercambiadores-de-calor-mejorado>

ARTÍCULOS

- DISEÑO TERMOHIDRÁULICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS, UN MÉTODO CORTO
Roberto Carrizales Martínez Nº5 Marzo 2011
- Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchangers. DANIEL A.DONOHUE. The Lummus Company, New York 11, N.Y.

NORMATIVA

- <http://eurex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:31997L0023:es:HTML>
- <http://www.f2i2.net/legislacionseguridadindustrial/Directiva.aspx?Directiva=97/23/CE#DatosPrincipales>
- http://europa.eu/legislation_summaries/internal_market/single_market_for_goods/technical_harmonisation/l21018_es.htm